Die approbierte Originalversion dieser Dissertation ist in der Hauptbibliothek der Technischen Universität Wien aufgestellt und zugänglich.
http://www.ub.tuwien.ac.at

The approved original version of this thesis is available at the main library of the Vienna University of Technology.
http://www.ub.tuwien.ac.at/eng

TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN

Dissertation

Potenzialbetrachtung effizienzsteigender Maßnahmen sowie Abgasnachbehandlungsmöglichkeiten eines direkteinblasenden Erdgasmotors für die PKW-Anwendung

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der technischen Wissenschaften unter der Leitung von

Univ. Prof. Dr. techn. Dipl.-Ing. Bernhard Geringer
E315
Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von
Thomas Hofherr, MSc
Matrikelnummer 1128778
Breitenfeldergasse 11
1080 Wien

Wien, November 2015 B15028

Erstgutachter:	Univ. Prof. Dr. techn. Dipl.-Ing. Bernhard Geringer
Zweitgutachter:	Univ. Prof. Dr. techn. Dipl.-Ing. Helmut Eichlseder
Tag des Rigorosums:	18. November 2015

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Projektassistent am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien im Rahmen des Forschungsprojektes CULT, in dem ein innovatives, fahrfähiges A-Segment Fahrzeug als Prototyp in die Realität umgesetzt werden konnte.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr. techn. Dipl.-Ing. Bernhard Geringer für die Betreuung dieser Arbeit und der Möglichkeit, diesem überaus anspruchsvollen Projekt meine volle Aufmerksamkeit widmen zu dürfen. Zudem danke ich Herrn Prof. Dr. techn. Dipl.-Ing. Helmut Eichlseder für die Übernahme des Koreferats.

Bedanken möchte ich mich besonders bei allen Kollegen am Institut für die gute Zusammenarbeit und Unterstützung in den oft schwierigen Projektphasen. Die Mitarbeiter im Labor sind besonders zu erwähnen, da deren Einsatz bei unzähligen Um- und Aufbauarbeiten des Prüflings unschätzbaren Wert hatte.
Hervorheben möchte ich meine Kollegen Hr. Steffan, Hr. Damböck und Hr. Forsthuber sowie Hr. Prof. Hofmann, ohne die ein erfolgreicher Abschluss des Projektes nicht möglich gewesen wäre.
Den Kollegen, Hr. Burkardt und Hr. Gerhardt von der Fa. AFT möchte ich hier besonders für die unzähligen gemeinsamen Nachtstunden am Prüfstand danken.
Nicht unerwähnt bleiben dürfen die Kollegen von MagnaSteyr, Hr. Jäger und Hr. Haid für die Antriebsstrangbetreuung im Fahrzeug sowie Hr. Dr. Kampelmühler für die energischen Diskussionen und Hr. Fritz für die umsichtige Gesamtprojektleitung.

Ganz besonders danke ich meiner Freundin Marlies für die liebevolle und moralische Unterstützung während all den Höhen und Tiefen, sowie für den geduldigen Verzicht vieler gemeinsamer Stunden.

Aus vollem Herzen möchte ich mich bei meiner Familie für die gute Zusprache und den Rückhalt, auf den ich mich immer verlassen konnte, bedanken.

„Alle Wahrheiten sind leicht verständlich
von dem Zeitpunkt an, wo sie aufgedeckt werden.
Die Frage ist, ob sie aufgedeckt werden.“

Galileo Galilei

Kurzfassung

Die weltweiten Bestrebungen zur Senkung des CO_2 Ausstoßes sowie aktuelle Beschränkungen des Flottenverbrauchs forcieren die Entwicklung effizienterer Antriebslösungen. Hierbei stellt Methan, respektive Erdgas als Kraftstoff, einen vielversprechenden Ansatz dar. Alleine durch das geringe C/H Verhältnis geht eine CO_2 Reduktion von rund 25 % einher. Weiterhin bietet Methan durch die hohe Klopffestigkeit die Möglichkeit effizienzsteigernder Maßnahmen.

In der vorliegenden Arbeit wird die konsequente Adaption eines Dreizylinder-Vierventilmotors mit 658 cm^3 und Turboaufladung auf den Kraftstoff Erdgas untersucht und bewertet. So wird ein stöchiometrisches Brennverfahren mit Erdgasdirekteinblasung umgesetzt, mit einem gesteigerten Verdichtungsverhältnis von 13,6 der hohen Klopffestigkeit von Methan Rechnung getragen und die Spitzendruckfestigkeit des Motors angepasst. Zudem wird durch eine Variabilität der Einlassventilsteuerzeit die interne Abgasrückführung in der Teillast, und Scavenging in der Volllast ermöglicht.

In der Teillast kann durch den frei wählbaren Einblaszeitpunkt eine leichte Entdrosselung des Motors und verbesserte Gemischaufbereitung bei saugsynchroner Einblasung erreicht werden. Im Bereich des LowEnd Torque erfolgt die Einblasung nach Einlassventil schließt, wodurch der Verdrängungseffekt des gasförmigen Erdgases eliminiert wird und daraus ein erhöhtes Drehmoment resultiert. Zudem kann eine signifikante Drehmomentsteigerung durch Scavenging umgesetzt werden.

Die alleinige Verdichtungserhöhung führt wegen erhöhter Wandwärme- sowie Abgasverluste nur zu einem marginalen effektiven Verbrauchsvorteil. Hier hat die Brennraumform einen entscheidenden Einfluss. Durch eine Reduktion des Verdichtungsverhältnisses von 13,6 auf 12,0 wird die Brennraumform günstiger gestaltet und ein Optimum für diesen Motor gefunden. Eine geänderte Einlassnockenwellenauslegung mit verschränkten Ventilhubkurven der beiden Einlassventile führt zur Umsetzung eines Atkinsonzyklus, einer deutlichen Verbrauchsverbesserung in der Teillast und zur gesteigerten Füllung in der Volllast. So können im NEFZ, neben der 25 % CO_2 Einsparung aus den Kraftstoffeigenschaften, weitere 8 % durch ein verbessertes Brennverfahren bzw. Ladungswechsel nachgewiesen werden.

Problematisch bei Erdgasmotoren zeigt sich der Methanschlupf für die Abgasnachbehandlung. Das stabile Molekül Methan benötigt in etwa 200°C höhere Temperaturen im Dreiwegekatalysator als Benzin, um die Light-Off Temperatur zu erreichen. Im leicht fetten Motorbetrieb kann eine gesteigerte Methankonvertierung bei etwas reduzierten Temperaturen eingestellt werden, was jedoch mit der Bildung von Ammoniak einhergeht. Eine vielversprechende Maßnahme zur zeitnahen Erreichung der Light-Off Temperatur stellt die Nacheinblasung in die späte Verbrennung dar.

Abstract

The global efforts to reduce CO_2 emissions, as well as the restrictions on fleet fuel consumption, accelerate the development of efficient driving solutions.
A promising approach is the use of methane, the main component of natural gas, because of a CO_2 reduction of about 25 % according to the low carbon content. Furthermore, methane provides, due to the high knock resistance, the possibility for efficiency raising measures.
In the present work, the consequent adaption of a gasoline turbocharged three cylinder engine with 658 cm³ and four valves per cylinder for the use of natural gas is evaluated.
Therefore, a stoichiometric combustion process with natural gas direct injection is implemented. With respect to the high knock resistance, pistons with an increased compression ratio of 13,6 and higher peak pressure stability as well as reinforced con rods are used. In addition, the variation of the intake valve timing allows the internal exhaust gas recirculation during part load and scavenging at wide open throttle operation.
During part load, the engine can be de-throttled and mixture formation can be improved by intake synchronized injection. For a high LowEnd torque, the injection takes place after the intake valves close, eliminating the displacement effect of natural gas and causing an increased engine torque. In addition, a significant increase in torque is achieved by scavenging.
Only raising the compression ratio shows a marginal advantage in fuel consumption due to increased wall heat and unburned fuel losses. Through a reduction of the compression ratio to 12,0, the combustion chamber shape is more favorable and presents the optimum for this engine.
A modified intake camshaft design, with interlaced valve lift curves of the two intake valves, leads to the implementation of an Atkinson cycle, which creates significant fuel consumption improvement during part load and increased volumetric efficiency in full load operation.
This results in an 8 % reduced fuel consumption by improved combustion process during the New European Driving Cycle on top of the 25 % CO_2 savings due to the fuel properties.
The methane slip is a big challenge for the exhaust gas aftertreatment of natural gas engines. The required catalyst temperature to reach the light-off point in comparison to gasoline is about 200°C higher than for the stabile molecule methane. In slightly rich engine operation an increased methane conversion can be achieved at reduced temperatures, which, however, goes along with the formation of ammonia. One promising measure for fast achievement of the light-off temperature is the post injection during late combustion.

Abkürzungsverzeichnis

Allgemeine Abkürzungen

ACEA	Verband europäischer Automobilhersteller
CULT	Cars Ultra Light Technologies
Fa.	Firma
JAMA	Verband japanischer Automobilhersteller
KAMA	Verband koreanischer Automobilhersteller
OEM	Original Equipment Manufacturer
PKW	Personenkraftwagen
USA	United States of America

Chemische Kurzzeichen

CH_3OH	Methanol
CH_4	Methan
CHOH	Formaldehyd
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO_2	Kohlenstoffdioxid
H_2	Wasserstoff
H_2O	Wasser
HC	Kohlenwasserstoffe
N_2O	Distickstoffmonoxid (Lachgas)
NH_3	Ammoniak
NO	Stickstoffmonoxid
NO_2	Stickstoffdioxid
NO_x	Stickoxide (NO + NO_2)
O_2	Sauerstoff

Technische Abkürzungen

°KWvZOT	[°KW]	Grad Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt zum Zündzeitpunkt
°KWnZOT	[°KW]	Grad Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt zum Zündzeitpunkt
AÖ		Auslassventil öffnet

AS		Auslassventil schließt
ASG		automatisiertes Schaltgetriebe
ATL		Abgasturbolader
BD	[°KW]	Brenndauer
b_e	[g/kWh]	effektiver Kraftstoffverbrauch
CNG		Compressed Natural Gas
COV_{pmi}	[%]	Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks
cpsi		cells per square inch
DI		Direct Injection – Direkteinblasung
DOHC		Double Overhead Cam Shaft
ED	[°KW]	Entflammungsdauer
ENW		Einlassnockenwelle
EÖ		Einlassventil öffnet
EOI		End of Injection, Einblasende
ES		Einlassventil schließt
EVS		Einlassventil schließt Zeitpunkt
HC		Kohlenwasserstoffe
$\overline{H}_G$	[kJ/m³]	Gemischheizwert (luftansaugend)
H_G	[kJ/m³]	Gemischheizwert (gemischansaugend)
H_u	[kJ/kg]	unterer Heizwert
kW	[kW]	Kilowatt
LNG		Liquified Natural Gas
$L_{stöch}$	[kg/kg]	stöchiometrischer Kraftstoff/Luft Bedarf
M	[kg/kmol]	molare Masse
m_G	[kg]	Masse Gemisch
m_L	[kg]	Masse Luft
MJ	[MJ]	Megajoule
ms	[ms]	Millisekunden
MAK	[ppm]	maximale Arbeitsplatzkonzentration
MZ		Methanzahl
NEFZ		Neuer Europäischer Fahrzyklus
NW		Nockenwelle
OT		oberer Totpunkt
PFI		Port Fuel Injection - Saugrohreinblasung
p_{me}	[bar]	effektiver Mitteldruck
p_{mi}	[bar]	indizierter Mitteldruck
p_{miH}	[bar]	indizierter Mitteldruck Hochdruckschleife
p_{miL}	[bar]	indizierter Mitteldruck Ladungswechselschleife

rel		relativ
ROZ		Research Oktan Zahl
RSG		Riemenstartergenerator
SCR		selektive katalytische Reduktion
sim		simuliert
SOI	[°KW]	Start of Injection, Einblasbeginn
THC		Total Hydrocarbons
UT		unterer Totpunkt
V_c	[cm³]	Kompressionsvolumen
V_G	[m³]	Gemischvolumen
V_h	[cm³]	Hubvolumen
V_L	[m³]	Volumen Luft
ZOT		oberer Totpunkt zum Zündzeitpunkt

Griechische Zeichen

ε		Verdichtungsverhältnis
λ		Lambda (Luftzahl)
ρ_G	[kg/m³]	Dichte des Gemisches
ρ_L	[kg/m³]	Dichte von Luft

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung 1

1.1 Motivation und Zielsetzung 1

1.2 Politische und gesetzliche Rahmenbedingungen 2

1.3 Alternativkraftstoff Erdgas 3

1.4 Erdgasgewinnung, Substitutionsmöglichkeiten und Verteilung 4

1.5 Das Gesamtfahrzeugkonzept mit Erdgasdirekteinblasung 7

2 Stand der Technik – Erdgas als PKW Treibstoff 10

2.1 Erdgasfahrzeuge 10

2.1.1 Modifikationen am Fahrzeug 10

2.1.2 Modifikationen am Motor 11

2.1.3 Drehmoment und Leistung 13

2.1.4 Verbrauch und Emissionen 15

2.2 Erdgas als Treibstoff 17

2.2.1 Gemischheizwert 18

2.2.2 Zündtemperatur und Brenngeschwindigkeit 23

2.3 Einblasung von Erdgas 24

2.3.1 Varianten 24

2.3.2 Untersuchungen der Erdgasdirekteinblasung für den PKW-Bereich 26

3 Methodik 31

3.1 Basiskonzept 31

3.2 Auswahl des Versuchsträgers 32

3.3 Entwicklungswerkzeuge 34

3.3.1 Motorversuch 34

3.3.2 Wirkungsgradanalyse 35

3.3.3 1-D-Simulation 40

4 Motorkonzept und Prüfstandsaufbau 42

4.1 Motorprüfstand und Messtechnik 42

4.1.1 Indiziermessung 43

4.1.2 Temperatur und Druck 45

4.1.3 Abgasmesstechnik 45

4.1.4 Datenerfassung und-speicherung ... 46
4.2 Daten des Versuchsträgers ... 46
4.3 Abgasturboaufladung ... 48
4.4 Verdichtungsvariation ... 52
4.5 Ventilsteuerzeiten ... 54
4.6 Untersuchte Injektoren ... 55

5 Untersuchungen des Brennverfahrens in der Teillast ... 59
5.1 Basisuntersuchungen ... 59
5.1.1 Einfluss des Verbrennungsschwerpunktes ... 59
5.1.2 Einfluss der betriebspunktunabhängigen Wastegateregelung ... 60
5.1.3 Einblasstrategie ... 61
5.1.4 Beurteilung des Gaskegelwinkels ... 66
5.2 Verdichtungsanpassung auf ε = 13,6 ... 67
5.3 Steuerzeiteneinfluss ... 69
5.4 Optimierung der Gemischbildung ... 70
5.4.1 Kanalabschaltung ... 71
5.4.2 Verschränkung der Einlassnockenwellenkontur ... 73
5.5 Verringerung des Verdichtungsverhältnisses von 13,6 auf 12,0 ... 79
5.6 Einfluss des Zündsystems zur Erweiterung des Grenzbereiches ... 83
5.7 Vergleich der Brennverfahrensmaßnahmen im NEFZ ... 85

6 Untersuchungen des Brennverfahrens an der Volllast ... 89
6.1 Bewertung des Zylinderspitzendrucks ... 89
6.2 Scavenging beim Gasmotor - Ventilsteuerzeiten in der Volllast ... 91
6.3 Einblasstrategie in der Volllast ... 94
6.3.1 Einfluss des Einblaszeitpunktes ... 94
6.3.2 Bewertung des Einblasdrucks ... 96
6.4 Einfluss des Zündwinkels in der Volllast ... 99
6.5 Einfluss des Gaskegelwinkels ... 100
6.6 Anpassung Aufladeaggregat ... 101
6.7 Volllastverhalten verschränkter Nockenwellen ... 107

6.8 Verringerung des Verdichtungsverhältnisses von 13,6 auf 12,0 111
6.9 Verdichtungsabsenkung und verschränkte Einlassnockenwelle 112
6.10 Resümee Volllast - Vergleich der Maßnahmen 115

7 Abgasnachbehandlungsuntersuchungen 118
7.1 Einfluss der Zündwinkelspätstellung 120
7.2 Nacheinblasung 121
7.3 Kombination aus Nacheinblasung und Zündung 122
7.4 Luftzahleinfluss 124
7.5 Betrachtung unterschiedlicher Warmlaufstrategien 129

8 Zusammenfassung und Ausblick 134

9 Literaturverzeichnis 139

1 Einleitung

1.1 Motivation und Zielsetzung

Die aktuellen Entwicklungen der Automobilhersteller bezüglich der zukünftigen Antriebstechnologien für Kraftfahrzeuge reichen von der Optimierung konventionell betriebener Benzin- oder Dieselmotoren über den Einsatz von flüssigen oder gasförmigen Alternativ- bzw. Biokraftstoffen bis zu Wasserstoff oder ausschließlich elektrisch betriebenen Lösungen. Zudem hat sich die Kombination verschiedener Antriebssysteme in Hybridfahrzeugen bereits etabliert und gewinnt zunehmend an Bedeutung. Bei der Bewertung der unterschiedlichen Varianten darf nicht nur die lokale Umweltbelastung, sondern muss der gesamte Lebenszyklus des Fahrzeuges betrachtet werden, einschließlich der Herstellung und Verwertung sowie der Energiebereitstellung für den Betrieb. [1]

Ein sofort verfügbarer Treibstoff, der zumindest mittelfristig ein erhebliches Potential aufweist, ist Methan bzw. Erdgas. In fossilen Quellen ist Erdgas reichlich verfügbar, auf biogenem Weg zudem vergleichsweise einfach herzustellen. Einen vielversprechenden Ansatz stellt weiterhin die synthetische Herstellung von Methan aus Wasser und Kohlendioxid, das sog. E-Gas, dar. Das bereits vorhandene Verteilnetz und etablierte Betankungssysteme reduzieren die Investitionskosten, im Gegensatz zu beispielsweise Wasserstoff, erheblich.

Die Forcierung des Einsatzes von Erdgas im PKW-Bereich begründet sich einerseits mit der Zielsetzung zur Senkung der CO_2-Emissionen und andererseits mit der Energiesteuerermäßigung von Erdgas bis zum Jahr 2018 in Deutschland. Zukunftsträchtig scheint auch das Bestreben der deutschen Bundesregierung zu sein, diese Ermäßigung über das Jahr 2018 hinaus zu verlängern [2]. Bereits durch die Änderung des verwendeten Kraftstoffes kann der CO_2-Ausstoß eines Fahrzeuges um 20-25 % gesenkt werden. Zur Erreichung des Flottenverbrauchsziels für 2020/2021 von 95 gCO_2/km bedarf es einer durchschnittlichen Senkung von derzeit 27 %. Ein Großteil des Ziels könnte dabei durch den Einsatz von Erdgas erreicht werden.

Der zweite wichtige Aspekt für die Kundenakzeptanz und den Absatz von Erdgasfahrzeugen sind die Treibstoffkosten pro Kilometer. Durch die Dichte des Kraftstoffes und des höheren Heizwertes ergibt sich bei gleichem Verbrauch und heutiger Preisstruktur in etwa eine Halbierung der Treibstoffkosten. Verwirrend ist jedoch in diesem Zusammenhang die Preisauszeichnung an der Tankstelle, die den Kraftstoff Benzin in Litern, Erdgas jedoch in Kilogramm angibt.

Auf Grund eines regional lückenhaften Tankstellennetzes, sind aktuelle Erdgasfahrzeuge bivalent ausgeführt, d.h. es ist stets ein Betrieb mit Benzin möglich. Daher kann der Motor nicht konsequent und demzufolge wirkungsgradoptimal auf die Möglichkeiten von Erdgas

ausgelegt werden. Die erwartete verstärkte Marktdurchdringung von Erdgasfahrzeugen [3] wird auch zum verstärkten Ausbau des Tankstellennetzes führen, wodurch ein monovalenter Erdgasantrieb mit deutlich gesteigerter Effizienz möglich wird.
In der folgenden Arbeit wird das Potential der Erdgasdirekteinblasung hinsichtlich eines monovalenten Motorkonzeptes für den PKW-Antrieb eines A-Segment Fahrzeuges analysiert. Eine signifikante CO_2 Reduktion im Fahrbetrieb, kombiniert mit hohem LowEnd Torque und Reduktion der Emissionen, sind als Eckpfeiler der Bewertungen zu nennen.

1.2 Politische und gesetzliche Rahmenbedingungen

Im Jahre 1997, mit der Formulierung des Kyoto Protokolls [4], wurde der Grundstein zu einer weltweiten Reduktion der klimaschädlichen Treibhausgasemissionen gelegt. Im Jahre 1998 einigte sich die ACEA (Verband europäischer Automobilhersteller) auf eine Selbstverpflichtung bis ins Jahr 2008, den CO_2-Ausstoss für Neufahrzeuge auf 140 g/km und bis 2012 auf 120 g/km zu senken. In Folge traten JAMA (Verband japanischer Automobilhersteller) und KAMA (Verband koreanischer Automobilhersteller) dieser Verpflichtung bei. Da diese Ziele jedoch weit verfehlt wurden, hat die Europäische Kommission im Jahr 2009 verbindliche Richtlinien für den CO_2-Ausstoss von Neuwagen erlassen. Dabei wurde ein Emissionsdurchschnitt von 130 gCO_2/km für das Jahr 2015 und 95 gCO_2/km ab dem Jahr 2020/21 [5] festgelegt und eine Nichteinhaltung mit Strafzahlungen belegt. Das Ziel für 2015 soll dabei „durch Verbesserungen bei der Motorentechnik“ erreicht werden. [6]

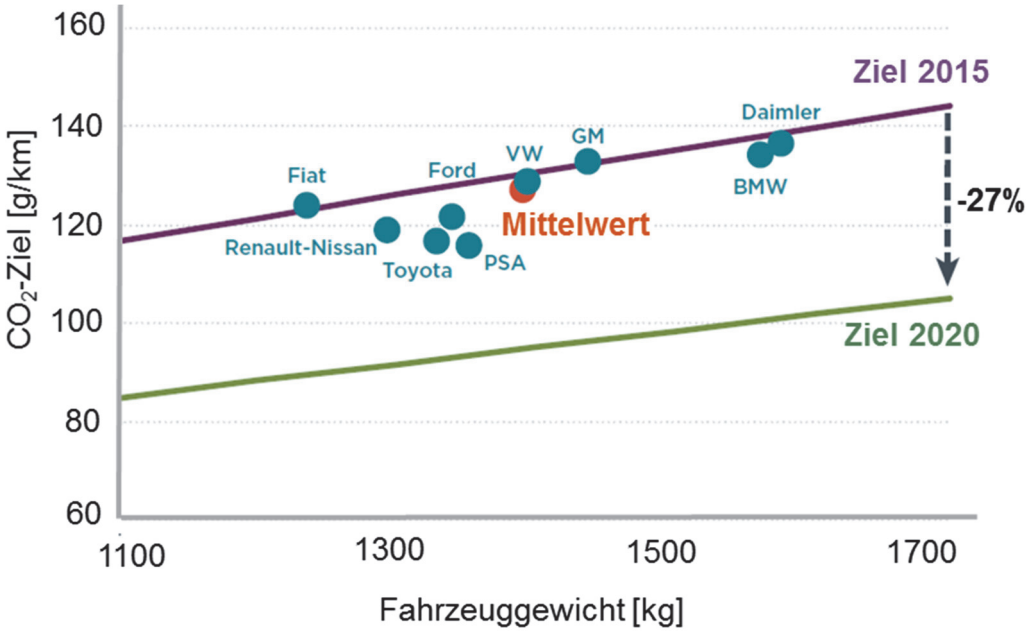

Abb. 1-1: 2013 ermittelter Flottenausstoß der OEM’s, Ziel für 2015 und 2020 [7]

Laut Abb. 1-1 haben die dargestellten Autobauer bereits 2013 das Ziel für 2015 erreicht. Um jedoch die Vorgabe für 2020/21 zu erfüllen, ist eine weitere Senkung des CO_2-Ausstosses um 27 % erforderlich. Wie der Ausblick verschiedener OEM's und Dienstleister zeigt, ist dies alleine durch Verbesserungen in der konventionellen Motorentechnik nach heutigem Stand nicht möglich und eine Diversifizierung der Antriebssysteme hinsichtlich unterschiedlicher Energieträger oder Elektrifizierung wird als Schlüssel zur Zielerreichung für 2020/21 angesehen [8], [9], [10], [11].
Neben der Elektrifizierung des Antriebstrangs stellt demnach der Einsatz alternativer Kraftstoffe wie Erdgas eine aussichtsreiche Alternative zu den konventionellen Kraftstoffen Benzin und Diesel dar. Zudem wirkt sich die geringere CO_2 Bildung direkt als Vorteil beim Flottenverbrauch aus. Biokraftstoffe, die eine äquivalente CO_2 Menge bei der Verbrennung wie fossile Kraftstoffe verursachen, werden bei den Flottenverbrauchszielen aktuell nur über ein Bonussystem berücksichtigt [5].

1.3 Alternativkraftstoff Erdgas

Die erstmalige industrielle Nutzung von „Gas", im speziellen das aus Steinkohle hergestellte Leuchtgas, im Verbrennungsmotor geht auf die Erfindung von Jean Joseph Lenior aus dem Jahre 1860 zurück. Kurze Zeit später erfand Nicolaus Otto, basierend auf dem Prinzip von Lenior den Ottomotor. Um die Jahrhundertwende begann schließlich der Triumphzug des Automobils mit Verbrennungsmotor, jedoch betrieben mit Flüssigkraftstoffen. Nur während des zweiten Weltkriegs bildete die Holzvergasung über weite Teile die einzige Möglichkeit der Fortbewegung mit dem Automobil. [12]
Nach dem zweiten Weltkrieg fokussierte sich die Automobilindustrie auf Diesel- und Benzinfahrzeuge, vor allem auf Grund der günstigen Treibstoffkosten. Erdgas spielte zu dieser Zeit kaum eine Rolle. Erst mit steigendem Ölpreis kann ein nennenswerter Anstieg an Erdgasfahrzeugen verzeichnet werden [13]. In Abb. 1-2 ist für drei ausgewählte Regionen die Anzahl der Erdgasfahrzeuge sowie die Ölpreisentwicklung dargestellt. Die steigende Zahl an Erdgasfahrzeugen, vor allem in den Regionen Asien-Pazifik und Lateinamerika begann mit dem Ölpreisanstieg um die Jahrtausendwende. Die zahlenmäßig meisten Erdgasfahrzeuge finden sich heute in Ländern wie Pakistan, Iran und Argentinien. In Pakistan werden fast 65 % aller Fahrzeuge mit Erdgas betrieben [14].
In Deutschland wurde ebenfalls erst ab dem Jahre 2000 eine nennenswerte Zahl an Neuzulassungen für Erdgasfahrzeuge verzeichnet [15]. Die Marktdurchdringung in Deutschland und Österreich, gemessen an der Gesamtzahl an PKW liegt aktuell weit unter 1 %, wobei etwa dreiviertel der europäischen Erdgasfahrzeuge in Italien zugelassen sind [16]. Die flächendeckende Versorgung mit Erdgas ist heute mit über 900 Tankstellen in Deutschland, 180 in Österreich und über 1000 in Italien zwar gewährleistet, in

einigen europäischen Ländern wie Irland und Rumänien sind jedoch keine Erdgastankstellen verfügbar [16], so dass heute am Markt verfügbare Erdgasfahrzeuge stets auch einen Benzinbetrieb vorsehen.

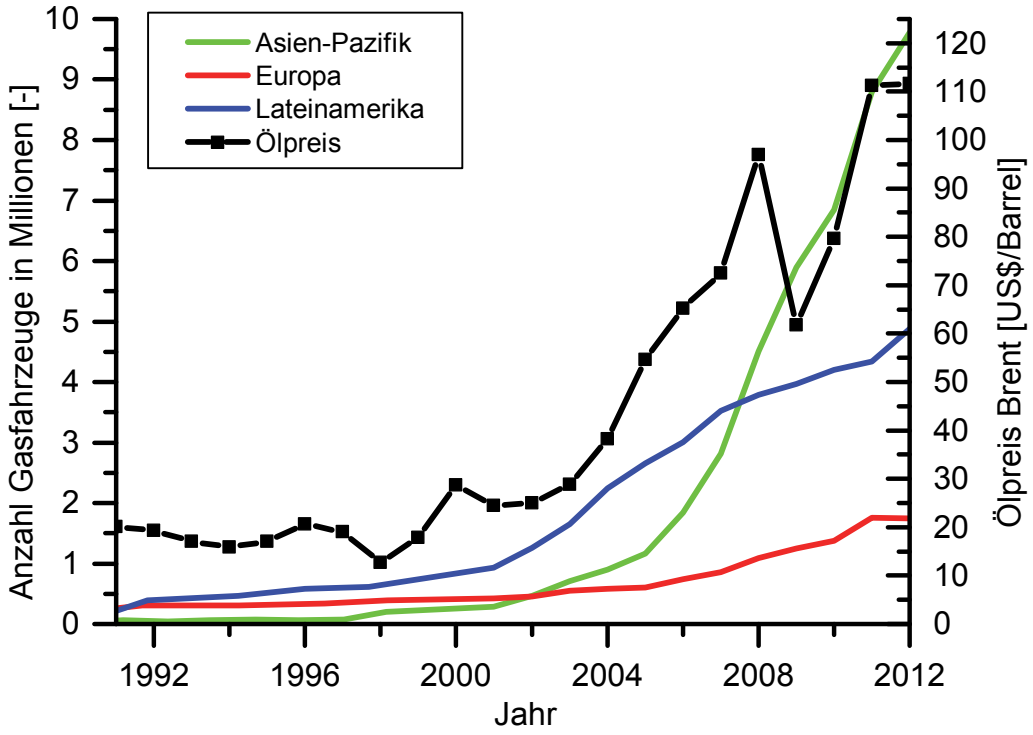

Abb. 1-2: Anzahl Gasfahrzeuge nach Regionen und Ölpreisentwicklung von 1991 bis 2012 [17] [14]

1.4 Erdgasgewinnung, Substitutionsmöglichkeiten und Verteilung

Der überwiegende Anteil des verfügbaren Erdgases stammt aus fossilen Quellen. Darüber hinaus kann die Gewinnung biogen [18] sowie synthetisch erfolgen [19]. Abb. 1-3 gibt einen schematischen Überblick über die heute verfügbaren Erdgas/Methanquellen. Durch das flächendeckende Verteilnetz ist eine Einspeisung neben dem fossilen Erdgas auch aus biogenen Quellen nach Aufbereitung auf Erdgasqualität [20] sowie synthetisch [21], ohne Probleme ortsunabhängig möglich. Eine hundertprozentige Substitution des fossilen Erdgases durch dieses alternativ gewonnene Erdgas bzw. Methan ist im Gegensatz zu anderen Biokraftstoffen uneingeschränkt möglich.

Erdgas entstand vor Jahrmillionen durch den biologischen Abbau von organischem Material unter Luftabschluss in tiefen Gesteinsschichten. Durch poröse Gesteinsschichten wanderte das Erdgas bis an undurchlässige Schichten, wo es sich sammelte. Diese Gasblasen können durch konventionelle Bohrtechniken erschlossen werden.

Abhängig von den geografischen Gegebenheiten ist unkonventionelles Erdgas z.B. in dichten Gesteinsschichten wie Kohle und Tonstein gebunden, wobei man hierbei von Kohleflözgas und Schiefergas spricht. Zur Förderung dieses Erdgases muss ein Wasser-Sand-Chemikaliengemisch mit hohem Druck ins Gestein gepumpt werden, um kleine Risse zu erzeugen, durch die das Erdgas entweichen kann. Der Förderanteil aus diesem sog. Fracking beträgt heute in den USA bereits etwa 40 % [22]. Dementsprechend wird die Verfügbarkeit fossilen Erdgases durch die Erschließung unterschiedlicher Lagerstätten für die nächsten 120 Jahre prognostiziert [23].

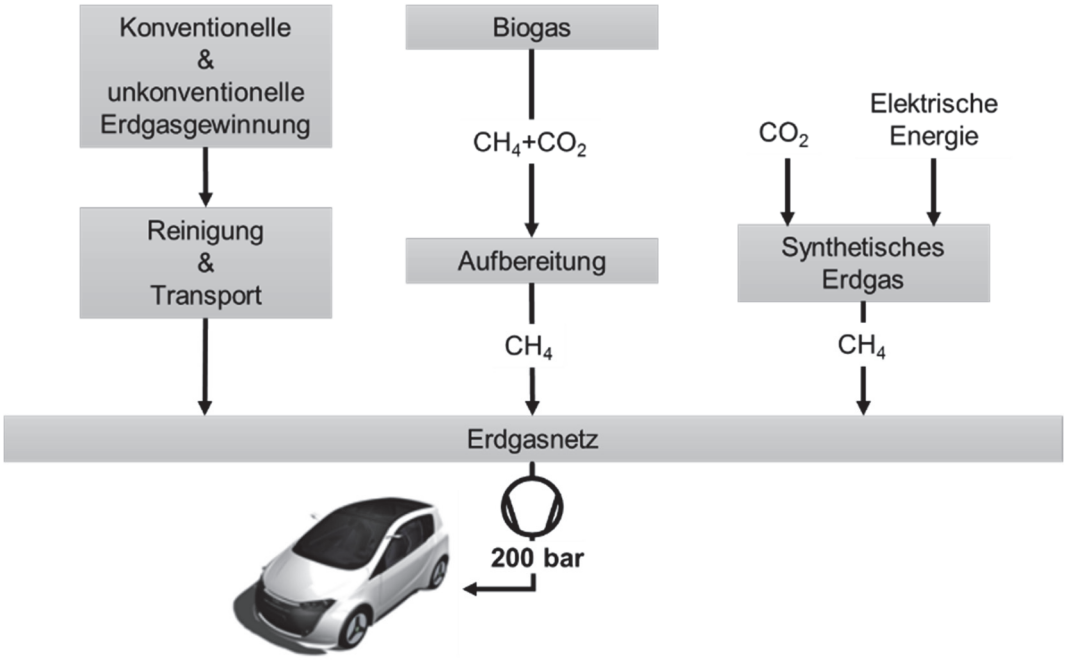

Abb. 1-3: schematische Übersicht möglicher Erdgasquellen

Die Einteilung methanreicher Brenngase kann nach Tabelle 1-1 vorgenommen werden, in der die verschiedenen konventionellen und unkonventionellen fossilen Erdgasvorkommen detailliert sind.

Neben den fossilen Quellen ist die Gewinnung über die Vergärung von unterschiedlichen Rohstoffen wie Bioabfall, Gülle, Klärschlamm oder Pflanzen eine etablierte Technik. In luftdichten Reaktoren erfolgt der anaerobe Umbau des Ausgangsstoffes durch Bakterien zu Methan, Kohlendioxid und Wasserdampf. Darüber hinaus beinhaltet das Biogas, abhängig von den Ausgangsstoffen, geringe Anteile an Stickstoff, Sauerstoff, Wasserstoff, Ammoniak und Schwefelwasserstoff. Zur Einhaltung vorgegebener Brennwerte und Qualitäten für die Einspeisung in das Erdgasnetz (nach [24]) muss neben der Entfernung des Schwefelwasserstoffes der CO_2 Anteil im Biogas reduziert werden, das industriell meist über sog. Aminwäscher geschieht [18]. Die geforderten Qualitäten bedingen einen Methananteil des aufbereiteten Biogases von ca. 96 % [25].

Tabelle 1-1: Herkunft methanreicher Brenngase [26]

Bezeichnung	Herkunft
Konventionelles Erdgas	
Konventionelles Erdgas	Gas in „Erdgasfallen“ unter undurchlässigen Deckschichten in geeigneten geologischen Strukturen
Assoziiertes Gas	Erdgas, welches bei der Erdölgewinnung abgetrennt wird
Stranded Gas	Bekanntes Vorkommen, ökonomisch oder physikalisch kaum nutzbar
Unkonventionelles Erdgas	
Kohleflözgas/Grubengas	Innerhalb eines Kohleflözes vorkommendes Erdgas
Aquifier Gas	In tiefen Grundwasservorkommen gelöstes Erdgas
Tight Gas	In Poren sehr dichter Gesteinsschichten vorliegendes Erdgas
Schiefergas	In kohlenwasserstoffreichen Gesteinsschichten vorkommendes Erdgas
Gashydrate	In Wasser-Eiskristallen eingeschlossene Methanmoleküle

Auf den französischen Chemiker Sabatier geht die Entdeckung der Reaktion von Kohlenmonoxid oder Kohlendioxid in Verbindung mit Wasserstoff, bei Anwesenheit eines Katalysators z.B Nickel, zu Methan und Wasser, bekannt als Sabatier-Prozess, zurück [27]. Die regenerative Produktion von synthetischem Erdgas bzw. Methan wird bereits im industriellen Maßstab im „e-gas“ Projekt der Fa. AUDI durchgeführt [21]. Dabei ist der nachhaltige Gedanke, überschüssigen Strom aus dem Stromnetz zur Elektrolyse einzusetzen und anschließend über den Prozessschritt Methanisierung, wobei aus einer Biogasanlage CO_2 als Eingangsprodukt Verwendung findet, synthetisches Methan zu erzeugen. Ein Prinzipschema einer Power-to-Gas Anlage ist in Abb. 1-4 gezeigt. Neben synthetischem Methan für die Kraftfahrzeuganwendung ist eine Einspeisung in das Erdgasnetz sowie die Abzweigung von Wasserstoff für z.B. Brennstoffzellenfahrzeuge möglich. Die Kopplung von Strom- und Gasnetz stellt dabei eine neue Möglichkeit der Stromspeicherung dar.

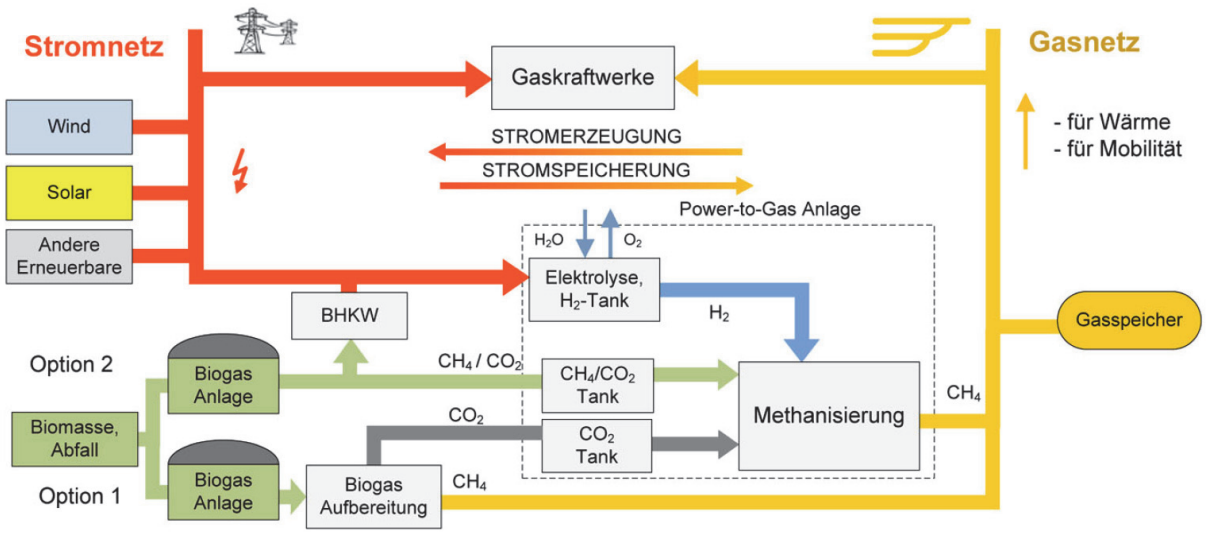

Abb. 1-4: Das Konzept Power-to-Gas zur Speicherung von Wind- und Solarstrom in Kombination mit einer Biogasanlage [28]

Trotz der nachhaltigen Produktion von Methan deckt fossiles Erdgas den überwiegenden Teil des Bedarfs ab. Die Diversifizierung der Erdgasversorgung in Europa einerseits durch nationale Förderung, als auch durch ein weites Pipelinenetz sowie neuerdings eine Versorgung mittels LNG Tanker lässt eine flächendeckende und konstante Versorgung mit Erdgas erwarten [29].

Wird Erdgas bei atmosphärischem Druck unter eine Temperatur von -161 °C abgekühlt, so liegt es in flüssiger Form vor, auch als LNG bezeichnet. Dabei tritt eine Verringerung des Speichervolumens um den Faktor 600 auf. Somit können große Mengen an Erdgas transportiert werden. Trotz effektiver Isolierung der Behältnisse, erwärmt sich ohne zusätzliche Kühlung das LNG und es kommt zur Verdampfung, dem sog. Boil Off. Daher findet der Einsatz von LNG nur bei Transportmitteln mit geringen Stillstandzeiten Anwendung [23]. Der Einsatz von Erdgas im PKW beschränkt sich ausschließlich auf die Speicherung in Druckbehältern bei Umgebungstemperaturen und Drücken von bis zu 300 bar [30], wobei heute üblicherweise 200 bar Fülldruck Anwendung finden [31], [32].

Auf Grund der Kriterien langfristige Verfügbarkeit von Erdgas, alternative Herstellungsmöglichkeiten, vorhandene Infrastruktur und des umwelttechnischen Aspekts der CO_2 Reduktion wurde Erdgas als idealer Kraftstoff für das Forschungsprojekt CULT bewertet.

1.5 Das Gesamtfahrzeugkonzept mit Erdgasdirekteinblasung

Federführend unter der Leitung von Magna Steyr Fahrzeugtechnik wurde in dem Projekt CULT (**C**ars **U**ltra**L**ight **T**echnologies), in dessen Rahmen diese Arbeit entstand, ein fahr-

barer Prototyp geschaffen, der Leichtbau und Effizienz kombiniert. Dabei werden verschiedene Technologien zur CO_2 Verminderung für ein A-Segment Fahrzeug vereint. Unter der Prämisse, dass das Fahrzeug für den Endkunden leistbar sein muss, wurden Fahrzeugziele definiert, die im Kern die Stellhebel Aerodynamik, Rollwiderstandsoptimierung, Leichtbau und Antriebskonzept beinhalten. [33]
Die Gewichtsreduktion des Gesamtfahrzeuges beruht auf der Funktionsintegration einzelner Bauteile, der Materialwahl sowie dem Nutzen von Sekundäreffekten. Dabei bedeutet Funktionsintegration, dass jedes Bauteil möglichst viele Funktionen übernehmen soll und somit die Gesamtzahl an Bauteilen reduziert werden kann. Der Rohbau besteht zu 70 % aus Aluminiumbauteilen, nur in ausgewählten Bereichen kommen Magnesium, Kohlefaser, Kunststoffe usw. zum Einsatz. Durch das reduzierte Gesamtgewicht können verschiedene Komponenten wie Bremsen und Antriebskonzept kleiner und damit gewichtssparender ausgelegt werden. [34]
Die Motorleistung wurde in vorausgehenden Berechnungen dafür mit ca. 40 kW bestimmt, um die für ein A Segment typischen Fahrleistungen bereitzustellen.
Das Ziel des gesamten Antriebkonzeptes war die direkte Einbringung des Kraftstoffes Erdgas zur Anhebung des LowEnd Torque zu untersuchen und in weiterer Folge die Getriebeübersetzung für ein minimales Antriebskonzept mit agilem Fahrverhalten zu definieren.
Ein weltweites Screening auf dem Markt verfügbarer Motoren mit einem Hubraum deutlich kleiner als 1000 cm³, deren Adaptionsmöglichkeiten für die genannten Anforderungen gegeben sind, ist auf dem japanischen Markt in sog. Kei Cars vorhanden. Diese Fahrzeuge sind steuerbegünstigt, wenn sie einen maximalen Hubraum von 660 cm³ und eine Maximalleistung von 47 kW aufweisen [35] [36]. Der als geeignet bewertete Motor K6A von Suzuki ist in verschiedenen Kei Car Varianten verbaut. Drei unterschiedliche Baureihen, Benzin-PFI, Benzin PFI mit ATL und Benzin DI mit ATL basieren auf einem baugleichen Grundmotorkonzept, sodass verschiedene Motorbaugruppen untereinander austauschbar sind. Für die Realisierung der Variabilität der Einlassnockenwelle wird die hydraulische Phasenverstelleinheit der Saugmotorvariante in den Zylinderkopf der DI-Turbomotorvariante implementiert [37]. Die Benzin DI-Ventile werden durch CNG-DI Ventile nach der geometrischen Anpassung der Ventilaufnahmen im Zylinderkopf ersetzt. Die Erdgasversorgung wurde durch ein an der TU Wien entwickeltes Gasrail und einen elektronischen Gasdruckregler sichergestellt.
Die Ansteuerung und Regelung des gesamten Antriebsaggregates wird mit dem Rapid-Prototyping Steuergerät PROtronic von der Fa. AFT durchgeführt [38]. Die Entwicklung der Steuergerätesoftware und Applikation für den Prüfstands- als auch für den späteren Prototypenbetrieb wurde im Laufe des Projektes umgesetzt, so dass zusätzlich zu den Motorfunktionen ein automatisiertes Schaltgetriebe und ein Riemenstartergenerator in

den Funktionsumfang des Steuergerätes integriert wurden [39]. Der Entfall des Ritzelstartergenerators und Entwicklung einer Direktstartfunktion wird in [40] geprüft, und ermöglicht die Anbringung eines Riemenstartergenerators auf der Getriebeseite. Neben Start-Stopp Funktion, verbesserter Rekuperationsmöglichkeit und Boosten ist dadurch elektrisches Fahren bei niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeiten möglich [34].
Die Konfiguration der gesamten Antriebseinheit, bestehend aus Motor, Getriebe und Riemenstartergenerator erfolgte im Rahmen der bauraum- und funktionstechnischen Integration in das Prototypenfahrzeug. Dementsprechend ist das Design sämtlicher Anbauteile an diese Anforderungen gestaltet, was zu einem kompakten Antrieb führt. Ausgehend von den ersten Ideen (Abb. 1-5) stand der fahrfähige Prototyp in nur rund 3 Jahren Entwicklungszeit zur Verfügung.

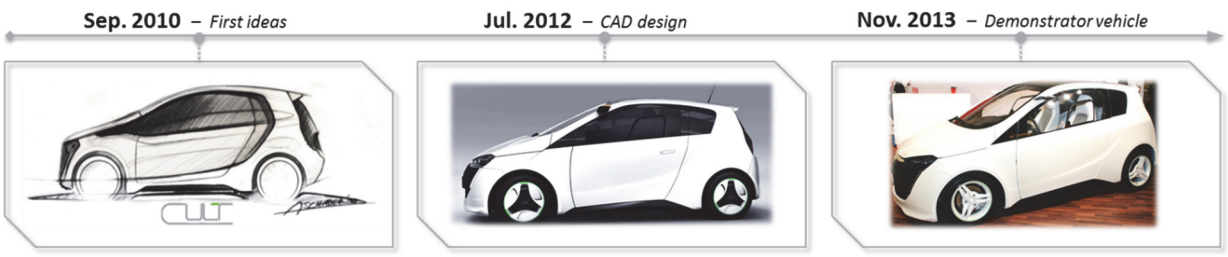

Abb. 1-5: Entwicklung des CULT-Fahrzeuges [41]

2 Stand der Technik – Erdgas als PKW Treibstoff

2.1 Erdgasfahrzeuge

Eine Adaption des etablierten Benzinmotors auf den Betrieb mit Erdgas ist heute bereits Stand der Technik, wie die breite Verfügbarkeit an Erdgasfahrzeugen am Markt zeigt. Diese Fahrzeuge sehen jedoch stets einen Betrieb mit Benzin vor und die Gemischbildung findet ausschließlich über die Erdgaseinblasung in das Saugrohr statt [42], [32]. Dies hat allerdings den Nachteil, dass das Brennverfahren nicht kompromisslos auf die Möglichkeiten von Erdgas ausgelegt werden kann und sich der Verdrängungseffekt des gasförmigen Kraftstoffes in einer Drehmomentreduktion bemerkbar macht. Dem kann durch ein komplexes Aufladesystem, vergrößerten Hubraum oder Getriebeanpassung entgegengewirkt werden, was jedoch zu erhöhten Kosten und Mehrgewicht führt [43].
Die Direkteinblasung von Erdgas in den Brennraum kann diesen Nachteil fast vollständig kompensieren. Dieses Verfahren kam bisher nicht aus dem Forschungsstadium in die Serienanwendung. Das Interesse an diesem Verfahren, das bei benzinbetriebenen PKW-Motoren bereits seit Mitte der 1990er Jahre in die Großserie überführt wurde [44], nimmt in den letzten Jahren zu.
Neben der direkten CO_2-Reduktion aus dem niedrigen C/H Verhältnis von rund 20-25 % gegenüber Benzin [1], weist Methan eine weitaus höhere Klopffestigkeit [45] auf. Wird das Brennverfahren sowie das Antriebskonzept auf die neuen Rahmenbedingungen optimiert, sind CO_2-Reduktionen im stöchiometrischen Betrieb von >30 %, bei mageren Betrieb sogar von fast 40 % möglich [46].
Auf Grund der diversen alternativen Herstellungsverfahren und direkten CO_2 Reduktion stellt vor allem Erdgas eine Brückentechnologie dar, um eine Unabhängigkeit von fossilen Energieträgern zu erreichen.

2.1.1 Modifikationen am Fahrzeug

Erdgas als alternativer Kraftstoff wird in der Fahrzeuganwendung gasförmig bei Drücken bis 200 bar in Druckgasflaschen gespeichert, die nach [47] bzw. [48] in vier unterschiedliche Typen gegliedert sind und im Wesentlichen aus Stahl, Kunststoff und Compositematerialien bestehen. Je nach Fahrzeugkonzept werden aktuell zwischen 11 und 37 kg Erdgas in Speicherbehältern mitgeführt [49]. Dies entspricht einem reinen Speichervolumen von etwa 70 – 280 Liter, wofür zusätzliches Bauraumvolumen im Fahrzeug vorgehalten werden muss. Auf Grund der bivalenten Ausführung der Fahrzeuge sind zusätzlich Benzinkomponenten eingebaut. Meist werden die Druckgasflaschen am Unterboden im Heckbereich des Fahrzeuges oder in der Fahrzeuglängsachse mittig angebracht. An den Flaschen befinden sich elektrische Abschaltventile, die bei Fahrzeugstillstand ein Austreten des Gases verhindern. Als Sicherheitseinrichtung dienen ein Temperaturventil, das

bei einem Fahrzeugbrand kontrolliert auslöst, sowie eine Rohrbruchsicherung und ein mechanisches Absperrventil. Nahe des Motors ist ein elektronischer Druckregler angebracht, der den Flaschendruck auf Betriebsbedingungen reduziert und von dem aus über ein Rail incl. Temperatur- und Drucksensor die Einblasventile am Saugrohr versorgt werden. Es ist je nach Fahrzeugvariante aktuell von einem Mehrgewicht von >90 kg auszugehen [32], wodurch sowohl die Fahreigenschaften als auch der Kraftstoffverbrauch negativ beeinflusst werden.

2.1.2 Modifikationen am Motor

Der Kraftstoff Erdgas besitzt keine Schmiereigenschaften wie Ottokraftstoffe und bedingt bei monovalenter Auslegung höhere Zylinderspitzendrücke durch Anpassung des Verdichtungsverhältnisses auf die höhere Klopffestigkeit und wirkungsgradoptimale Verbrennungsschwerpunktlagen bei hohen Lasten. In [26] wird dabei von max. Zylinderspitzendrücken bis 200 bar gesprochen. Die Kolben als auch Pleuel müssen an die höheren Anforderungen angepasst werden. Vor allem der obere Kolbenring und die Kolbennut sind im Gasbetrieb daher hoch belastet und unterliegen starkem Verschleiß, wie die Stufenbildung bei einem Standardaluminiumkolben ohne Anpassungen an gasspezifische Anforderungen (wie höhere Zylinderspitzendrücke, keine Schmierung des Kraftstoffes etc.) in Abb. 2-1 zeigt.

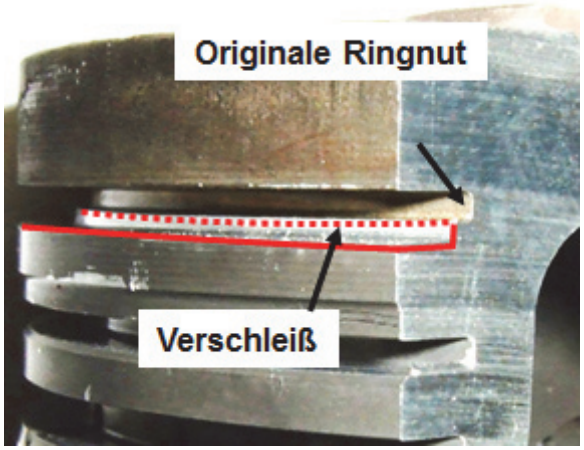

Abb. 2-1: Verschleiß (Stufenbildung) der oberen Kolbenringnut im Erdgasbetrieb nach ~300 Betriebsstunden

Zudem bedarf eine sichere Zündung des Erdgas-Luftgemisches höhere Zündenergien [50] sowie eine höhere Sekundärspannung an der Zündkerze bei höheren Zylinderdrücken [51]. Durch die hohe Klopffestigkeit sind Zylinderdrücke zum Zündzeitpunkt von >70 bar möglich. Eine Auslegung hinsichtlich einer sicheren Zündung sowohl bei hohen Lasten als auch bei hohen Zylinderinnenströmungen bedarf einer Anpassung sowohl der Zündkerzen als auch der Zündmodule.

Die für Benzinmotoren verwendeten Ventilwerkstoffe sind für den Gasbetrieb nur bedingt geeignet. Wegen der fehlenden Schmier- und Dämpfungseigenschaften gilt es die Ventilsitzringe und Ventilwerkstoffe zu optimieren, um die Lebensdaueranforderungen zu erreichen [52] [53].

Der bivalente Betrieb stellt besondere Herausforderungen an die Vorhaltung der beiden Kraftstoffe Benzin und Erdgas im Ansaugtrakt dar. Abb. 2-2 zeigt prinzipiell die heute auf dem Markt ausgeführten Varianten. Im ersten Fall wird sowohl Benzin als auch Erdgas in das Saugrohr eingespritzt (PFI), so dass bei beiden eine äußere Gemischbildung stattfindet. Im zweiten Fall wird der Motor über eine innere Gemischbildung mit Benzin betrieben (DI) und das Erdgas in das Saugrohr eingeblasen. Hier ist ein besonderes Augenmerk auf die Umschaltung der beiden Betriebsmodi Benzin und Erdgas zu legen, so dass keine nennenswerten Momentenschwankungen auftreten [54].

Bei der Verbrennung von Methan entsteht über 50 % mehr Wasser pro kg Treibstoff als bei Benzin. Vor allem in der Kaltstartphase kann es daher zum Wasserschlag an der heißen Lambdasonde kommen. Treffen Wassertropfen auf die heiße Keramik der Lambdasonde, so kann es durch Thermoschock zum Bruch der Keramik und somit zum Sondenausfall kommen. Daher kommen gegen Wasserschlag robuste Lambdasonden zum Einsatz [32].

Die hohe Light-Off Temperatur für Methan stellt die Abgasnachbehandlung bei Erdgasmotoren vor neue Herausforderungen. In Abb. 2-3 ist die Konvertierungsrate im Dreiwegekatalysator für Benzin und Erdgas dargestellt. Bereits bei 220 °C werden 50 % der unverbrannten Kohlenwasserstoffe konvertiert, wobei eine entsprechende Rate bei Methan erst bei 420 °C erreicht wird [55]. Die Katalysatorheizstrategie wird bei turboaufgeladenen Motoren noch durch die thermische Masse des Turboladers verschärft. In [56] wird der Temperaturabfall über den Turbolader während des Warmlaufs auf 200 – 300 K beziffert, wobei die Wastegatestellung keinen signifikanten Einfluss hat.

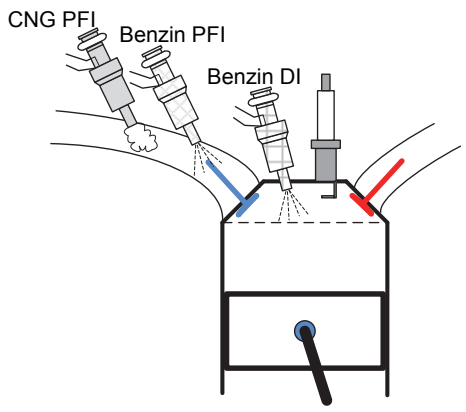

Abb. 2-2: Ausgeführte Varianten der Gemischbildung bei bivalenter Auslegung

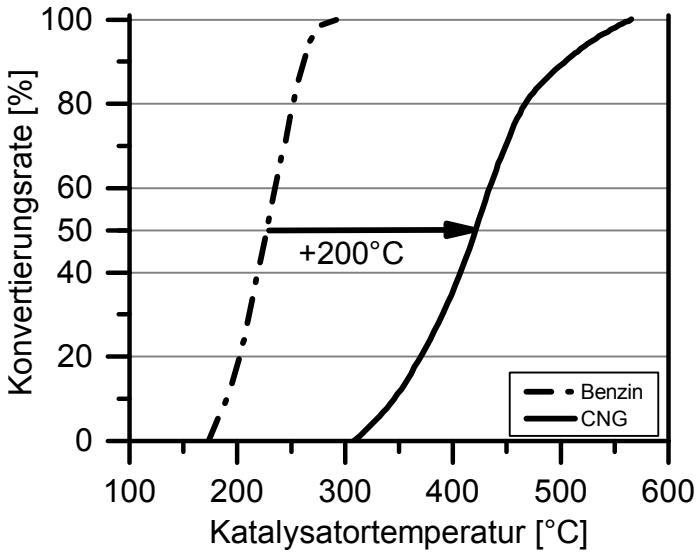

Abb. 2-3: Konvertierungsrate THC im 3-Wege-Katalysator für Benzin und Erdgas [55]

2.1.3 Drehmoment und Leistung

Die aktuell ab Werk lieferbaren Erdgasfahrzeuge in Deutschland decken einen Leistungsbereich von 50 – 115 kW ab und umfassen 30 verschiedene Modelle [49]. Diese werden sowohl als Saugmotor- als auch als turboaufgeladene Varianten angeboten. Allen gemeinsam ist eine Auslegung, die den Betrieb mit Erdgas und Benzin vorsieht, wobei das Erdgas stets in das Saugrohr eingeblasen wird. In Abb. 2-4 ist die Drehmomenten- und Leistungskurve im Benzin- und Erdgasbetrieb des 3-Zylindermotors ohne Abgasturbolader mit 999 cm³ Hubraum, der im VW Up verbaut wird, gegenübergestellt. Der angegebene Drehmomentenverlust in der Erdgasvariante im Vergleich zur Benzinvariante beträgt etwa 5 % über den gesamten Drehzahlbereich, so dass das Fahrzeug 3 Sekunden langsamer von 0 – 100 km/h beschleunigt. Zudem ist bei diesem Wert das Fahrzeugmehrgewicht von 91 kg zu beachten. [32] [57]

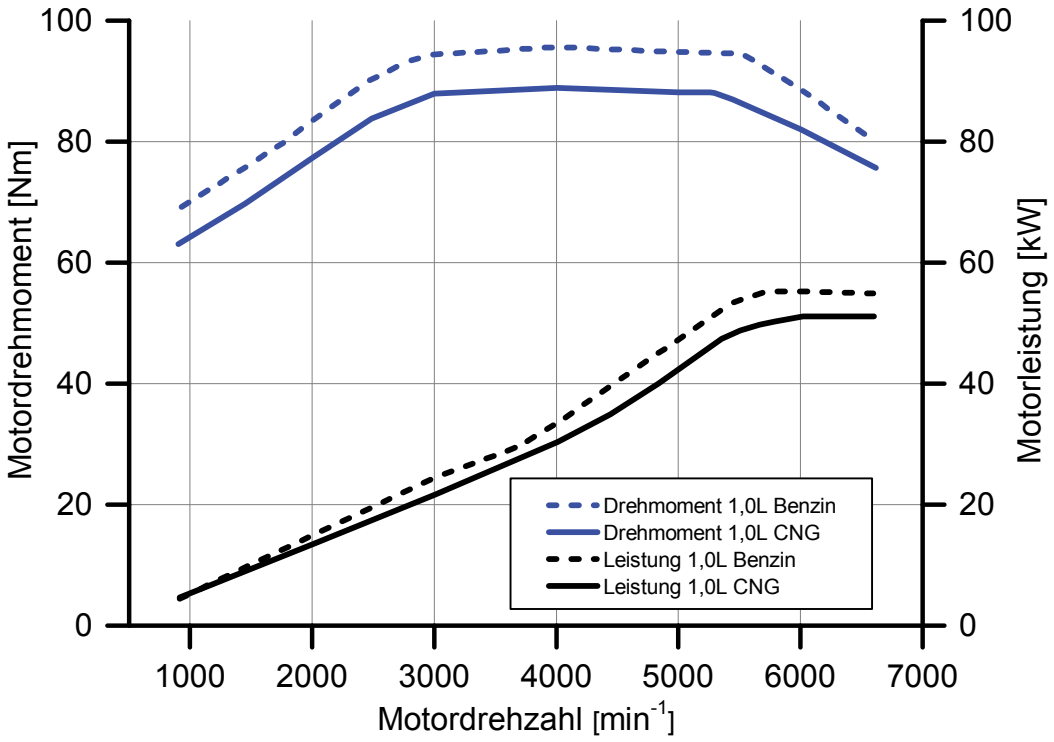

Abb. 2-4: Drehmoment und Leistung der Benzin- und CNG-Variante im VW Up [32]

In der Saugmotorvariante kann der Drehmomentennachteil durch das eingeblasene Erdgas nicht kompensiert werden. Durch Anpassung des Ladedrucks bei Turbomotoren werden die gleichen Drehmomentwerte sowohl im Benzin- als auch im Erdgasbetrieb erreicht. Die geringere Abgasenthalpie bedarf jedoch eine Anpassung des Aufladeaggregates an den Kraftstoff. In Abb. 2-5 ist der qualitative Drehmomentenaufbau im Benzin- und Erdgasbetrieb über die Zeit dargestellt. Trotz Optimierung des Turboladers erfolgt ein verzögerter Drehmomentenaufbau bis der Zielwert der Benzinvariante erreicht wird. Ohne Anpassung des Turboladers steht im unteren Drehzahlbereich nicht genügend Ladedruck zur Verfügung und es kommt zur dargestellten Drehmomentenreduktion.

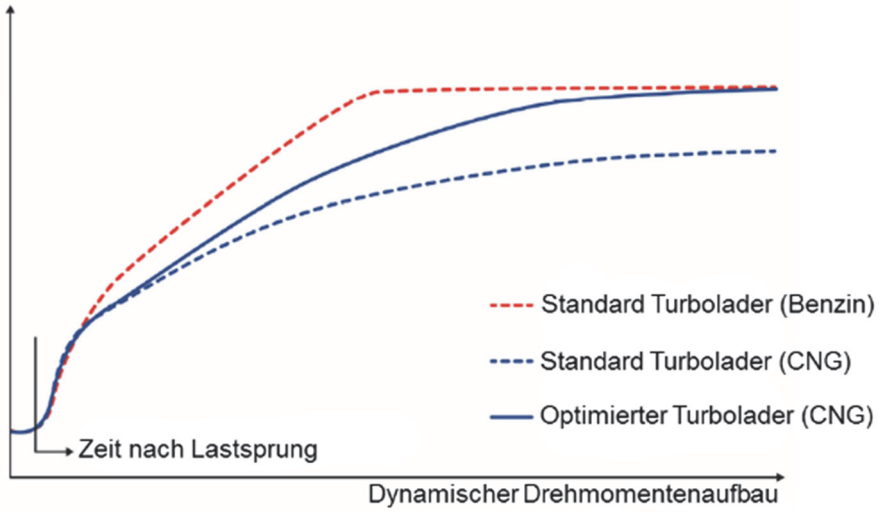

Abb. 2-5: Dynamischer Drehmomentaufbau – Turboladeroptimierung [54]

Heute am Markt befindliche Erdgasmotoren leiden nach wie vor unter einer gewissen Drehmomentenschwäche im Vergleich zu den Benzinvarianten. Dieser Nachteil wird mit der Turboaufladung größtenteils ausgeglichen, eine vollständige Kompensation in allen Betriebszuständen kann mit der Saugrohreinblasung von Erdgas nicht erreicht werden.

2.1.4 Verbrauch und Emissionen

Betrachtet man den CO_2 Vorteil von Erdgas im Motorenkennfeld (siehe Abb. 2-6), so ist größtenteils der rein chemische Vorteil heute relevant. Erst nahe der Volllast kann die hohe Klopffestigkeit von Methan und der Wegfall der Volllastanfettung zu einem größeren Verbrauchsvorteil genutzt werden.

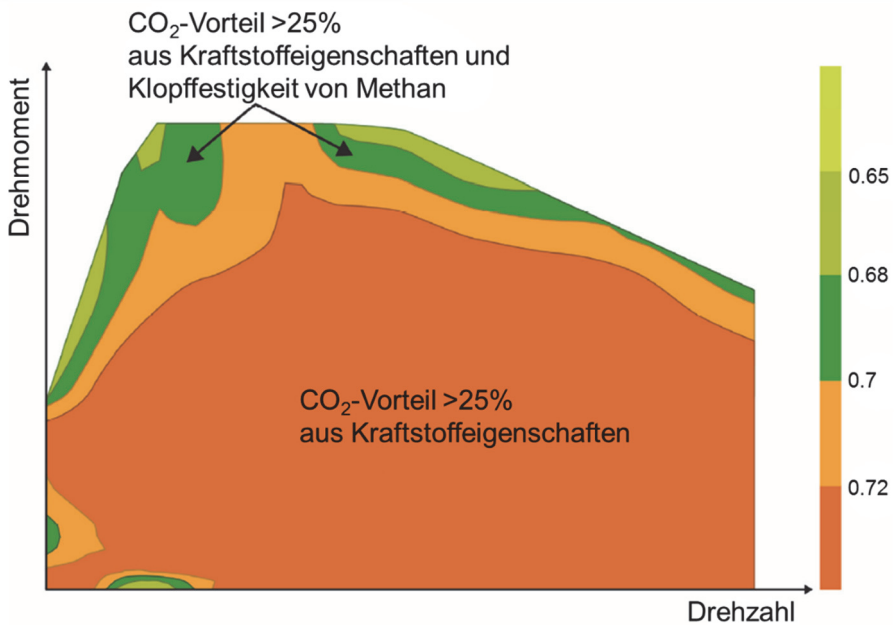

Abb. 2-6: CO_2-Vorteil von Erdgas [54]

Das höhere Systemgewicht der in Tabelle 2-1 dargestellten Erdgasfahrzeuge auf Grund der Kombination Benzin- und Erdgasbetrieb hat jedoch einen energetischen Normmehrverbrauch von 4,1 - 8,5 % zur Folge. Unter der Annahme der ausgewiesenen Heizwerte und der Dichte von Benzin geht im Fahrzeug etwa ein Fünftel der CO_2 Einsparungen aus Abb. 2-6 wieder verloren. Dabei basiert der angegebene Benzinverbrauch (Herstellerangabe) auf einem Fahrzeug ohne Erdgaskomponenten.

Tabelle 2-1: Vergleich Benzin-Erdgasverbrauch verschiedener Fahrzeuge
(Erdgas: H_u = 50,0 MJ/kg; Benzin: H_u = 42,4 MJ/kg; ρ = 750 kg/m³)

Fahrzeug	Benzinverbrauch lt. Hersteller [L/100km]	Erdgasverbrauch lt. Hersteller [kg/100km]	Energieverbrauch Benzin [MJ/100km]	Energieverbrauch Erdgas [MJ/100km]	Mehrverbrauch Erdgas [%]
VW UP [32]	4,2	2,9	133,6	145,0	8,5
VW Golf Blue Motion [54]	5,1	3,4	162,2	170,0	4,8
Fiat Panda 0,9 Twinair [49]	4,6	3,1	146,3	155,0	5,9
Opel Combo 1,4 [49]	7,4	4,9	235,3	245,0	4,1

Hinsichtlich der Abgasgesetzgebung EURO 6 spielen Partikel beim Erdgasmotor eine untergeordnete Rolle [43]. NO_x und CO-Emissionen stellen bei der Erreichung der Grenzwerte für den Erdgasmotor ebenfalls keine Hürden dar. Probleme bereitet hauptsächlich

der Methanschlupf während des Kaltstartes, der, wie in Kap. 2.1.2 dargestellt, erst bei hohen Temperaturen im Katalysator konvertiert werden kann [58].

2.2 Erdgas als Treibstoff

Die Forderung nach einer deutlichen CO_2-Reduktion war die Ausgangbasis für die Wahl eines Treibstoffes, mit dem aus chemischer Sicht bereits rund 20-25% weniger CO_2 emittiert wird. Methan als Hauptbestandteil von Erdgas wird nach folgender Bruttoreaktion verbrannt.

$$CH_4 + 2\,O_2 \rightarrow CO_2 + 2\,H_2O \tag{2-1}$$

Ottokraftstoffe bestehen im Allgemeinen aus einem Gemisch verschiedener Kohlenwasserstoffe [59]. Wird als Vergleichskraftstoff Heptan für die Berechnung des CO_2-Ausstosses verwendet, läuft die vollständige Verbrennung nach folgender Reaktionsgleichung ab.

$$C_7H_{16} + 11\,O_2 \rightarrow 7\,CO_2 + 8\,H_2O \tag{2-2}$$

Dementsprechend ergibt sich der in Tabelle 2-2 aufgeführte CO_2-Ausstoß bei der vollständigen Verbrennung von 1 kg Brennstoff. Bezogen auf den Energieinhalt des Brennstoffes ergibt sich eine berechnete Differenz der CO_2-Emissionen zwischen Methan und Heptan von 20,8%, rein aus der chemischen Zusammensetzung. Zudem sei angeführt, dass bei der Verbrennung von Methan ein bedeutend höherer Wasseranteil im Abgas vorliegt.

Tabelle 2-2: Produkte bei vollständiger Verbrennung von 1 kg Brennstoff

Brennstoff	CO_2 [kg]	H_2O [kg]	Hu [MJ/kg]	gCO_2/MJ	CO_2 Reduktion [%]
Methan (CH_4)	2,74	2,25	50,0 [59]	54,8	
Heptan (C_7H_{16})	3,07	1,44	44,4 [60]	69,2	20,8
Benzin	3,12	1,12	42,4	73,5	25,4

In [61] wird für Benzin nach EN 228 von einem Wert von 72,5 gCO_2/MJ ausgegangen. Die Berechnungen aus der Kraftstoffanalyse (siehe Tabelle 2-5) für Benzin ergeben einen Wert von 73,5 gCO_2/MJ, wodurch eine Reduzierung der CO_2 Emissionen von ca. 25 % einhergehen.

Das kompakte und sehr stabile Methanmolekül führt zu einer im Vergleich zu Benzin sehr niedrigen Klopfneigung. Zur Charakterisierung der Klopfneigung gasförmiger Kraftstoffe wird analog zur Oktanzahl die Methanzahl verwendet. Dabei wird die Klopffestigkeit des realen Kraftstoffs mit einem Vergleichskraftstoff aus Methan und Wasserstoff bestimmt.

Eine Gegenüberstellung von Methan zu flüssigen Kraftstoffen ergäbe eine ROZ-Zahl von etwa 130, wobei flüssige Vergleichskraftstoffe als Referenz in diesem Bereich fehlen.
Für die Untersuchungen am Motorenprüfstand wurde Erdgas aus Flaschenbündeln eingesetzt. In Tabelle 2-3 sind die jeweiligen oberen und unteren Grenzwerte der Komponenten der in dieser Arbeit verwendeten Erdgasbündel zusammengefasst.

Tabelle 2-3: Grenzwerte der Analysedaten verwendeter Erdgasvarianten

	CH_4 [Vol%]	C_2H_6 [Vol%]	C_3H_8 [Vol%]	C_4H_{10} [Vol%]	C_5H_{12} [Vol%]	C_6H_{14} [Vol%]	C_7+ [Vol%]
min	96,63	0,36	0,06	0,01	0,01	0,00	0,00
max	99,39	0,56	0,18	0,08	0,04	0,01	0,00
	H_2 [Vol%]	CO_2 [Vol%]	N_2 [Vol%]	O_2 [Vol%]	MZ [-]	H_u [kJ/kg]	L_{min} [kg/kg]
min	0,00	0,00	0,01	0,00	95,5	47110	16,19
max	0,04	1,30	2,42	0,37	96,3	50003	17,22

Die Methanzahl wurde auf Basis der Gasanalysen nach [62] berechnet, wobei diese sich konstant über alle Proben erweist. Beim Heizwert sowie analog beim stöchiometrischen Kraftstoff-Luft Verhältnis kann eine Streubreite von ~6 % festgestellt werden.

2.2.1 Gemischheizwert

In den folgenden formelmäßigen Zusammenhängen wird der theoretische Unterschied zwischen den Kraftstoffen Erdgas bzw. Methan und Benzin erläutert.
Der die Motorleistung bestimmende Faktor ist die eingebrachte Brennstoffenergie in den Zylinder. Diese Energie ist als Gemischheizwert H_G für die äußere Gemischbildung nach [59] definiert zu

$$H_G = \frac{m_{Kr} \cdot H_u}{V_G} \tag{2-3}$$

m_{Kr} *Kraftstoffmasse [kg]*
H_u *Unterer Heizwert des Kraftstoffes [kJ/kg]*
V_G *Gemischvolumen [m³]*

Das angesaugte Gemischvolumen setzt sich aus der Luft- und Kraftstoffmasse, bezogen auf die Gemischdichte, zusammen nach:

$$V_G = \frac{(m_L + m_{Kr})}{\rho_G} \tag{2-4}$$

m_L	*Luftmasse [kg]*
m_{Kr}	*Kraftstoffmasse [kg]*
ρ_G	*Dichte des Gemisches [kg/m³]*

Die Luftmasse im Brennraum ist abhängig vom verwendeten Kraftstoff und der Luftzahl nach:

$$m_L = \lambda \cdot L_{stöch} \cdot m_{Kr} \tag{2-5}$$

λ	*Luftzahl [-]*
$L_{stöch}$	*Stöchiometrischer Kraftstoffluftbedarf [$kg_{Luft}/kg_{Kraftstoff}$]*
m_{Kr}	*Kraftstoffmasse [kg]*

Der stöchiometrische Luftbedarf ist aus den Erdgasanalysen bekannt (siehe Tabelle 2-3). Bei Benzin berechnet sich dieser aus den Massenanteilen von Kohlenstoff c, Wasserstoff h und Sauerstoff o bei der Vernachlässigung von Schwefelanteilen zu [59]

$$L_{stöch} = 137{,}8 \cdot \left(\frac{c}{12{,}01} + \frac{h}{4{,}032} - \frac{o}{32{,}00} \right) \tag{2-6}$$

Die Dichte des Kraftstoff-Luft Gemisches definiert sich nach:

$$\rho_G = \frac{p}{R_G \cdot T} \tag{2-7}$$

p	*Druck [Pa]*
R_G	*Spezifische Gaskonstante des Gemisches [J/(kgK)]*
T	*Temperatur [K]*

Die spezifische Gaskonstante des Gemischs berechnet sich nach den Anteilen der einzelnen Komponenten nach: [59]

$$R_G = \frac{m_L}{m_L + m_{Kr}} \cdot R_L + \frac{m_{Kr}}{m_L + m_{Kr}} \cdot R_{Kr} = \frac{1}{\frac{1}{\lambda \cdot L_{stöch}} + 1} \cdot R_L + \frac{1}{\lambda \cdot L_{stöch} + 1} \cdot R_{Kr} \tag{2-8}$$

m_L	*Luftmasse [kg]*
m_{Kr}	*Kraftstoffmasse [kg]*
λ	*Luftzahl [-]*
R_L	*Spezifische Gaskonstante Luft [J/(kgK)]*
R_{Kr}	*Spezifische Gaskonstante Kraftstoff [J/(kgK)]*
$L_{stöch}$	*Stöchiometrischer Kraftstoffluftbedarf [$kg_{Luft}/kg_{Kraftstoff}$]*

Bei Benzindampf kann die spezifische Gaskonstante nach

$$R_{Kr,B} = \frac{R_m}{M_{Kr}} \tag{2-9}$$

R_m	*Universelle Gaskonstante [J/(kmol*K)]*
M_{Kr}	*Molare Kraftstoffmasse [kg/kmol]*

berechnet werden. Bei den gasförmigen Kraftstoffen ist die Kraftstoffdichte aus den Analysen bekannt, wonach sich die spezifische Gaskonstante nach

$$R_{Kr,G} = \frac{p}{\rho_{Kr} \cdot T} \tag{2-10}$$

p	*Druck [Pa]*
ρ_{Kr}	*Dichte des Kraftstoffes [kg/m³]*
T	*Temperatur [K]*

ergibt. Durch Einsetzen der Gleichungen (2-9) bzw. (2-10) in (2-8) und (2-7) unter Berücksichtigung von Gleichung (2-6) berechnet sich die Gemischdichte für das jeweilige Kraftstoffluftgemisch.
Setzt man Gleichung (2-4) und Gleichung (2-5) in Gleichung (2-3) ein, ergibt sich der Gemischheizwert für gemischansaugende Motoren schließlich zu

$$H_G = \frac{H_u \cdot \rho_G}{\lambda \cdot L_{stöch} + 1} \tag{2-11}$$

H_u	*Unterer Heizwert des Kraftstoffes [kJ/kg]*
ρ_G	*Dichte des Gemisches [kg/m³]*
λ	*Luftzahl [-]*
$L_{stöch}$	*Stöchiometrischer Kraftstoffluftbedarf [$kg_{Luft}/kg_{Kraftstoff}$]*

In gleicher Weise berechnet sich der Gemischheizwert für luftansaugende Motoren nach [59]:

$$\bar{H}_G = \frac{m_{Kr} \cdot H_u}{V_L} \tag{2-12}$$

m_{Kr}	*Kraftstoffmasse [kg]*
H_u	*Unterer Heizwert des Kraftstoffes [kJ/kg]*
V_L	*Luftvolumen [m³]*

In Kombination mit den Definitionen

$$V_L = \frac{m_L}{\rho_L} \tag{2-13}$$

m_L	*Luftmasse [kg]*
ρ_L	*Luftdichte [kg/m³]*

und

$$m_L = \lambda \cdot L_{stöch} \cdot m_{Kr} \tag{2-14}$$

λ	*Luftzahl [-]*
$L_{stöch}$	*Stöchiometrischer Kraftstoffluftbedarf [$kg_{Luft}/kg_{Kraftstoff}$]*
m_{Kr}	*Kraftstoffmasse [kg]*

folgt der Gemischheizwert für luftansaugende Motoren zu:

$$\bar{H}_G = \frac{H_U \cdot \rho_L}{\lambda \cdot L_{stöch}} \tag{2-15}$$

H_u	*Unterer Heizwert des Kraftstoffes [kJ/kg]*
ρ_L	*Luftdichte [kg/m³]*
λ	*Luftzahl [-]*
$L_{stöch}$	*Stöchiometrischer Kraftstoffluftbedarf [$kg_{Luft}/kg_{Kraftstoff}$]*

Als Randbedingungen für die Gemischheizwertberechnungen werden die Werte der Tabelle 2-4 verwendet.

Tabelle 2-4: Allgemeine Variablen

Benennung	Variable	Einheit	Wert
Luftzahl	λ	-	1
Umgebungsdruck	p	Pa	101325
Umgebungstemperatur	T	K	293
Universelle Gaskonstante	R_m	kJ/kmolK	8,314
Spezifische Gaskonstante für Luft	R_L	kJ/kgK	0,287
Luftdichte bei 20°C	ρ_L	kg/m³	1,2

Für den Vergleich der Stoffeigenschaften wurde die Gasanalyse für das Erdgasbündel mit einem Methananteil von 99,39 % der Tabelle 2-5 zu Grunde gelegt. Für ein stöchiometrisches Kraftstoffluftgemisch ist für die Verbrennung von Methan 23,7 % mehr Luft nötig, als bei Benzin (nach EN 228 [63]). Die Dichte des gasförmigen Kraftstoffes ist um den Faktor ~1000 reduziert. Daraus resultiert eine geringere Dichte des Gemisches und im Falle der Saugrohreinblasung von Erdgas (gemischansaugend) ergibt sich ein Vorteil im Gemischheizwert zu Gunsten von Benzin von rund 13 %. Bei der direkteinblasenden (luftansaugenden) Gemischbildung reduziert sich dieser Vorteil auf etwa 4,5 %.

Tabelle 2-5: Stoffeigenschaften von Erdgas (99,39 % Methan) und Benzin im Vergleich

Stoffeigenschaft	Variable	Einheit	Erdgas	Benzin
Molmasse	M_{Kr}	kg/kmol	16,2	98 [59]
Massenanteil Kohlenstoff c	c	%	74,9	85,4
Massenanteil Wasserstoff h	h	%	25,0	12,4
Massenanteil Sauerstoff o	o	%	0	2,2
Stöchiometrischer Luftbedarf	$L_{stöch}$	kg/kg	17,2	13,9
Dichte (Erdgas 0 °C, 1013,25 mbar; Benzin 15 °C)	ρ_{Kr}	kg/m³	0,723	742
Heizwert	H_u	MJ/kg	50,0	42,4
Spezifische Gaskonstante Kraftstoff (-dampf)	R_{Kr}	kJ/kgK	0,513	0,084
Spezifische Gaskonstante Gemisch	R_G	kJ/kgK	0,299	0,274
Dichte des Gemisches	ρ_G	kg/m³	1,155	1,265
Gemischheizwert (gemischansaugend)	H_G	kJ/m³	3173	3588
Gemischheizwert (luftansaugend)	$\bar{H}_G$	kJ/m³	3489	3649
Zündtemperatur [64]		°C	650	300-450

2.2.2 Zündtemperatur und Brenngeschwindigkeit

Neben den unterschiedlichen systemabhängigen Gemischheizwerten ist die Zündtemperatur ein wesentlicher Faktor. Die hohe Klopffestigkeit von Methan wirkt einerseits als Vorteil für die Anhebung des thermodynamischen Wirkungsgrades, andererseits wirkt sich die hohe „Zündtemperatur“ [54] bzw. die „Selbstentzündungstemperatur“ [65] nachteilig für die Prozessführung aus. Die Werte differieren je nach Quelle und liegen für Methan zwischen 540 – 650 °C [64] [54] [65] und für Benzin zwischen 250 – 455 °C [66]. Die qualitative Eigenschaft der hohen Zündtemperatur von Methan im Gegensatz zu Benzin bleibt trotz der großen Spannbreite erhalten. Da es sich bei Benzin stets um ein Gemisch aus unterschiedlichen Kohlenwasserstoffen handelt und die Zusammensetzung sehr unterschiedlich sein kann, variieren diese Werte sehr stark. Betrachtet man die Selbstentzündungstemperatur nach [65] in Abb. 2-7 für unverzweigte (n-) Kohlenwasserstoffe, so ist eine Abhängigkeit von der Kettenlänge ersichtlich. Dabei beträgt für Methan die Selbstentzündungstemperatur 540 °C und sinkt mit der Anzahl der Kohlenstoffatome bis auf einen Wert von etwa 200 °C ab C7 ab. Dieser Zusammenhang ist nicht analog für verzweigte Kohlenwasserstoffe hinsichtlich der Anzahl der C-Atome übertragbar, spiegelt jedoch die Problematik bei der Prozessführung mit Methan im Gegensatz zu Benzin, sowohl hinsichtlich dem Flammenlöschen und dementsprechend der gesamten Kraftstoffumsetzung, als auch der Abgasnachbehandlung wider.

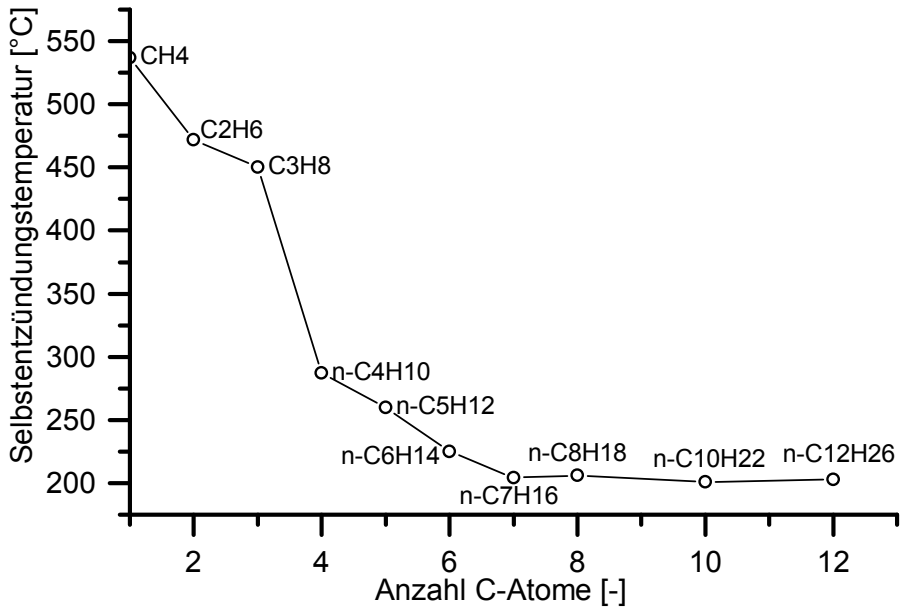

Abb. 2-7: Selbstentzündungstemperatur unter Normalbedingungen [65]

Ein weiterer wesentlicher Unterschied zwischen Methan und Benzin ist die Flammenfortschrittsgeschwindigkeit bzw. Brenngeschwindigkeit. In Abb. 2-8 sind die laminaren

Brenngeschwindigkeiten von Methan und Benzin, abhängig von der Luftzahl gegenübergestellt. Diese Werte differieren in der Literatur stark, der qualitative Unterschied bleibt jedoch erhalten. So liegt das Maximum bei Methan nahe dem stöchiometrischen Kraftstoff-Luftverhältnis. In [67] wird das Maximum im leicht mageren Gemisch beschrieben. Benzin weist dieses Maximum bei $\lambda \approx 0{,}9$ auf. Eine Mitteldrucksteigerung auf Grund der schnelleren Brennstoffumsetzung durch Anfettung an der Volllast ist somit im Erdgasbetrieb nicht zielführend. Die Brenngeschwindigkeit ist stark druck- und temperaturabhängig. Es kann jedoch davon ausgegangen werden, dass bei stöchiometrischem Erdgasbetrieb eine schnellere Energieumsetzung erfolgt. Vorteile ergeben sich demnach für Erdgas hinsichtlich Wirkungsgrad und Abgasnachbehandlung an der Volllast bei $\lambda = 1$-Betrieb.

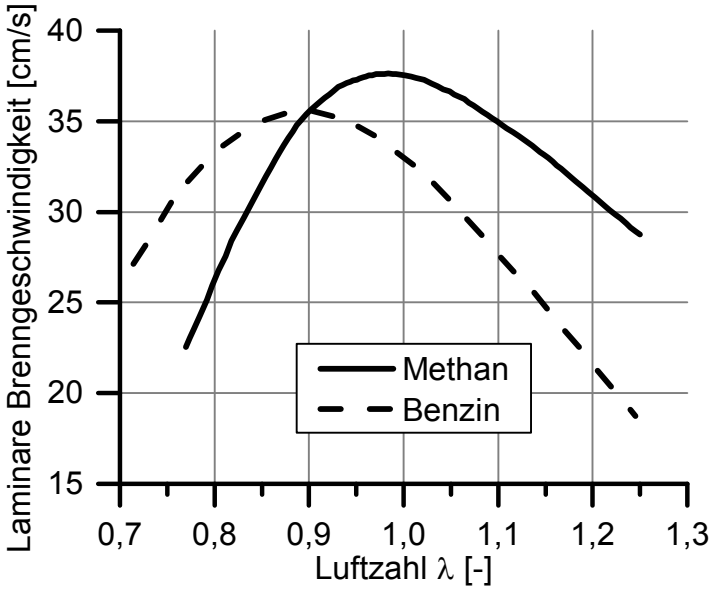

Abb. 2-8: Laminare Brenngeschwindigkeit von Benzin und Methan bei 300 K und 1 bar [68]

2.3 Einblasung von Erdgas

2.3.1 Varianten

Prinzipiell werden drei verschiedene Prinzipien, wie in Abb. 2-9 (angelehnt an [69]) dargestellt, für die Einbringung des Kraftstoffes Erdgas in den Brennraum und den dafür zur Verfügung stehenden Zeitfenstern unterschieden.

Saugrohreinblasung

Bei der Saugrohreinblasung wird der Kraftstoff durch ein Einblasventil in den Ansaugkanal dem Einlassventil vorgelagert bzw. in den Ansaughub eingeblasen. Es handelt sich dabei um eine äußere Gemischbildung. Der Einblasdruck liegt üblicherweise bei 3 – 8 bar und stellt das gängige Gemischbildungsverfahren heutiger Erdgasfahrzeuge dar.

Niederdruck-DI

Bei der Niederdruckdirekteinblasung wird der Kraftstoff nach Auslassventil schließt während des Ansaughubes bzw. bis in den frühen Verdichtungstakt direkt in den Brennraum eingeblasen. Es handelt sich dabei um eine innere Gemischbildung. Das Zeitfenster ergibt sich aus den Anforderungen an den Motorbetrieb, ob die Einblasung während der Einlassventilhubphase oder erst nach Einlassventil schließt stattfinden soll. Bei Gasdrücken bis max. 20 bar stellt das Ende der Einblasung der Gegendruck im Zylinder, bei dem ein noch kritisches Druckverhältnis herrscht dar.

Hochdruck-DI

Die Hochdruckdirekteinblasung findet am Ende der Kompressionsphase statt und erfolgt systembedingt bei Einblasdrücken über 250 bar. Dieses, dem dieselmotorischen Brennverfahren ähnliche Prinzip, findet im PKW-Bereich keine Anwendung und ist den Groß- bzw. Stationärmotoren vorbehalten. Die Zündung erfolgt zudem z.B. mittels eines Dieselzündstrahls [69] [26] und nicht mit einer konventionellen Funkenzündung und ist demnach einem Dual-Fuel Konzept zuzuordnen.

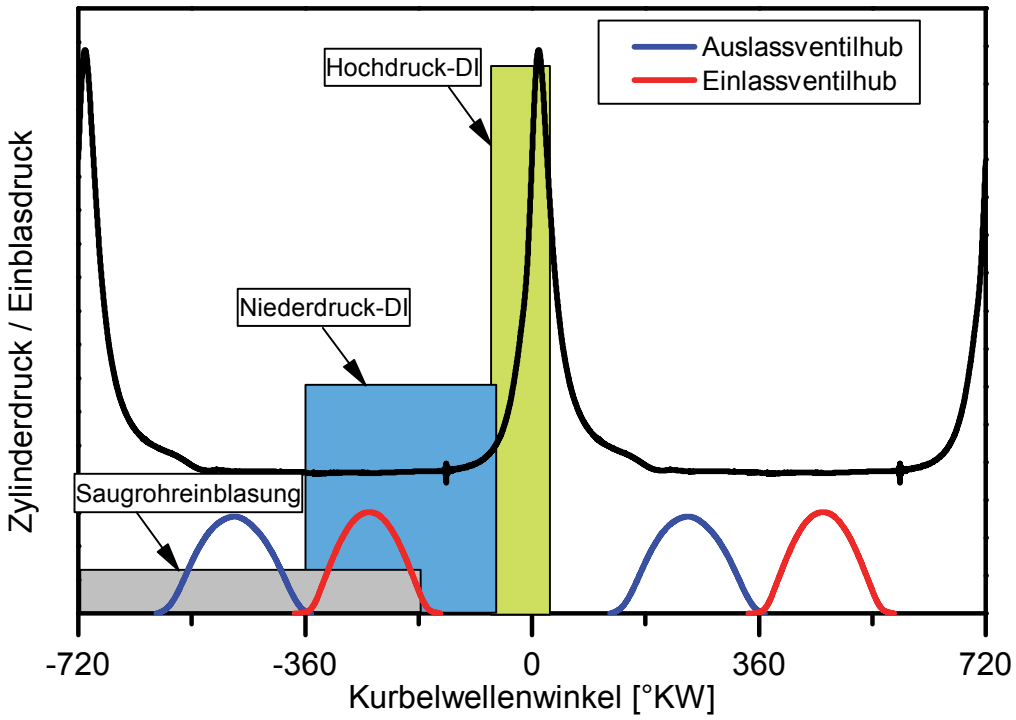

Abb. 2-9: Gemischbildungsabhängiges Zeitfenster für die Einblasung [69]

2.3.2 Untersuchungen der Erdgasdirekteinblasung für den PKW-Bereich

Den Stand der Technik im PKW-Bereich stellt die Saugrohreinblasung von Erdgas dar [26]. Die Bedingungen im Ansaugtrakt des Motors und das große Einblasfenster für die Volllastdarstellung resultieren in vergleichsweise geringen Anforderungen an die Injektortechnologie.

Die direkte Einbringung von Erdgas in den Brennraum hat es bis heute im PKW-Bereich aus der Forschung nicht bis zur Serienlösung geschafft. Die extremen Bedingungen im Brennraum lassen eine Injektorabdichtung mittels Kunststoffen nicht zu. Des Weiteren fehlen dem gasförmigen Kraftstoff die dämpfenden und kühlenden Eigenschaften wie sie bei flüssigen Kraftstoffen vorhanden sind. Hohe Dichtigkeitsanforderungen sowie der Dichteunterschied um etwa den Faktor 1000, und dem zu Folge große Durchflussquerschnitte zur Volllastdarstellung bei gleichzeitiger Sicherstellung von konstanter Kleinmengenzumessung stellen eine große Herausforderung für die Injektorentwicklung dar.

Direkteinblaskonzepte bei Großmotoren und bis zu 300 bar Einblasdruck auf Basis einer Quantitätsregelung [70] [71], ähnlich dem Dieselmotor, stellen für die PKW-Anwendung auf Grund der notwendigen Zwischenverdichtung des Erdgases keine Alternative dar. Meist beruhen diese Konzepte zudem auf der Zündung mittels Dieselpiloteinspritzung [72] [73], was bauraum- und gewichtsbedingt im PKW-Bereich kaum umsetzbar und im

Großmotorenbereich bereits wirtschaftlich fraglich ist [74]. Aktuell wird auch dieses Konzept der Zündung mittels Dieselpiloteinspritzung bei niedrigen Einblasdrücken untersucht [75].

Betrachtet man die Konzepte für den PKW-Bereich, so beschränken sich die Untersuchungen auf Einblasdrücke, die bei direkter Entnahme aus den Druckspeicherflaschen mit max. 200 bar Fülldruck umzusetzen sind.

Bei einem maximalen Einblasdruck von 20 bar wurde in [45] und [58] ein Prototypinjektor vorgestellt, der mit einer 50 bar Öldruckunterstützung für die Aktuatorik betrieben wird. Wie dieses Konzept im PKW umsetzbar ist, wird nicht erläutert. Im Motorenversuch (1,8 bzw. 2 Liter 4 Zylindermotor mit ATL und zentraler Injektorlage) zeigt die Direkteinblasung dabei auf Grund des höheren Liefergrades, im Gegensatz zur Saugrohreinblasung, eine verbesserte Volllast über den gesamten Drehzahlbereich. Im Vergleich zum Benzinbetrieb kann bis 2000 min^{-1} der Mitteldruck auch mit Direkteinblasung bei diesem Konzept nicht erreicht werden. Eine Ladungsschichtung bei der untersuchten zentralen Injektorlage zeigt zum homogenen Betrieb bis 5 bar Mitteldruck das beste Wirkungsgradpotential. Die Abgasnachbehandung beim mager betriebenen Erdgasmotor hinsichtlich NO_x-Emissionen stellt sich auf Grund niedriger Abgastemperaturen als problematisch dar, so dass der Einsatz eines NO_x-Speicherkatalysators in Kombination mit Methan als kritisch gesehen wird [58] [76]. Die SCR-Technologie ist auch bei Benzinmotoren noch nicht serienmäßig im Einsatz und ist für den Erdgasbetrieb auf Grund der im Entwicklungsstadium befindlichen Direkteinblasung mit möglicher Ladungsschichtung noch in der Konzeptphase [58].

Ein aufwändiges Injektorkonzept auf Basis einer Piezo-Aktuatorik wird in [77], [78] beschrieben. Bei einem Einblasdruck von ebenfalls max. 20 bar und zentraler Injektorlage wird das verbesserte Low-End Torque Verhalten bezogen auf die CNG Saugrohreinblasung gezeigt. Die Nacheinblasung als Katalysatorheizstrategie wird als effektivere Maßnahme bewertet, als die reine Zündwinkelspätstellung bei homogenem Gemisch. Zudem existiert ein enges Einblasfenster für die Nacheinblasung, in dem geringe Kohlenwasserstoff- und Partikelemissionen im Rohabgas vorliegen.

Begleitet von numerischen Vergleichen wird in [79] das Erdgas bei Einblasdrücken bis zu 34 bar in den Brennraum eingebracht. In der unteren Teillast zeigt sich bei saugsynchroner Einblasung mit langen Gemischbildungszeiten der beste Wirkungsgrad. In Bereichen hoher Last bringt die Einblasung am Ende des Einlassventilhubs, bedingt durch den hohen Einblasdruck, durchaus Vorteile. Die Entspannung des durch die Direkteinblasung zugeführten Gases, zurückzuführen auf den Joule-Thomson Effekt, senkt die Brennraumtemperatur und kann zur Verringerung der Klopfneigung beitragen.

Mit einem Einblasdruck von 30 und 50 bar wird in [68] die seitliche Injektorlage mit Mehrlochdüse und Einlochdüse incl. Bendwinkel untersucht. Injektorbasis stellt dabei ein Benzindirekteinspritzventil dar. In der Teillast bei stöchiometrischem Luftverhältnis wird durch eine frühe einfache Einblasung der beste Wirkungsgrad erzielt. Für ein Einblasende unter 60 °KWvZOT kann ein Anwachsen der Zyklusschwankungen beobachtet werden. Ansonsten ist der Einfluss der Einblaslage bei schwerpunktoptimalem Zündzeitpunkt hinsichtlich spezifischen Kraftstoffverbrauch und HC-Emissionen gering. Eine Aufteilung der Einblasung bringt keine Verbesserung hinsichtlich Zyklusschwankungen und HC-Emissionen. Es zeigt sich ein ähnlicher Effekt bei einem Einblasende vor 60 °KWvZOT wie bei der einfachen Einblasung. Eine dritte Einblasung während der Verbrennung bei geschichtetem Betrieb hat eine Turbulenzerhöhung im Brennraum zur Folge, wodurch die Brenngeschwindigkeit anfangs steigt, jedoch in einem verzögerten Brennende mit hohen HC-Emissionen resultiert.
In verschiedenen Stufen [80], [81] wurde ein Injektor in der 2.Generation mit Zweispulenkonzept für die Umschaltung verschiedener Nadelhübe entwickelt, wodurch bei konstanter Kleinmengenzumessung auch Volllastdurchsätze realisiert werden können. Fokus der Untersuchungen ist der geschichtete Motorbetrieb mit zentraler Injektorlage. Dabei kann in NEFZ relevanten Kennfeldbereichen ein voll „entdrosselter, qualitätsgeregelter Motorbetrieb“ [80] dargestellt werden. Die Problematik der Abgasnachbehandlung im geschichteten Motorbetrieb wird nicht diskutiert.
In [82] ist eine Einblastimminguntersuchung bei 80 bar Einblasdruck und seitlicher Injektorlage vorgestellt. Dabei zeigt sich bei langer Gemischbildungsdauer eine rasche Brennstoffumsetzung, wobei die Einblasdauer über die Variation des Einblastimings konstant bei 14 ms (~100 °KW) gehalten wurde. Eine Verschiebung der Einblasung Richtung ZOT führt zu langen Brenndauern und hohen HC-Emissionen, was auf eine unzureichende Gemischbildung zurückzuführen ist und mit den angeführten Ergebnissen korreliert.
Einen kompakten Injektor mit einfacher Spulenansteuerung stellte die Fa. Delphi in [83], [43] für Einblasdrücke von maximal 20 bar vor. In Abb. 2-10 ist der vorgestellte Prototypeninjektor mit engem bzw. weitem Gaskegelwinkel abgebildet. Die Steigerung des Liefergrades an der Volllast durch ein Einblastiming nach Einlassventil schließt und dementsprechender Anhebung des Low-End Torque im Vergleich zur Saugrohreinblasung wird nachgewiesen. Bei zentraler Injektorlage ergibt sich kaum ein Einfluss des Einblasdruckes im Bereich von 5 bis 15 bar für die Teillast hinsichtlich Laufruhe, spezifischem Kraftstoffverbrauch sowie HC-Emissionen. Durch Spätstellung der Zündung im unteren Drehzahlbereich werden bei dem untersuchten turboaufgeladenen Motor die Abgasenthalpie erhöht und so fast die Drehmomentwerte der Benzindirekteinspritzung bei deutlich verbessertem Wirkungsgrad von max. 35,5 % erreicht.

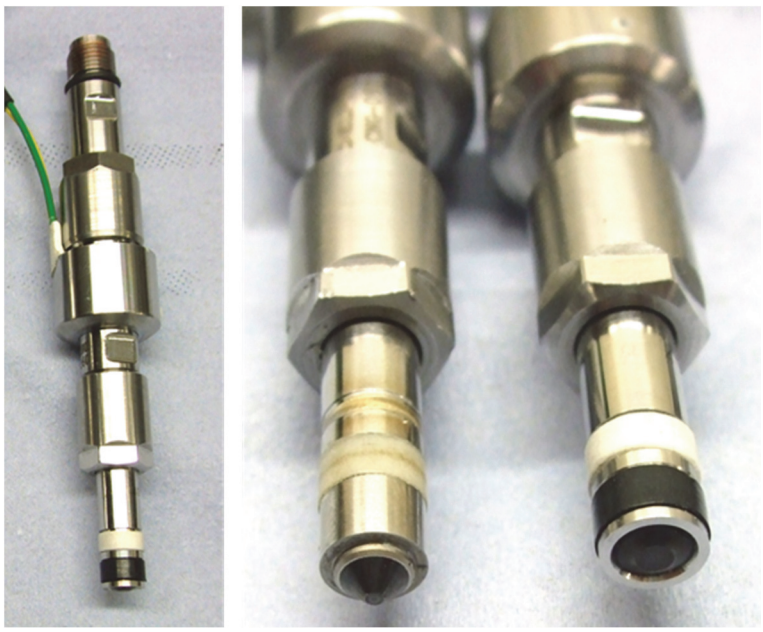

Abb. 2-10: Delphi CNG-DI Injektor, links: Gesamtansicht, Mitte: Injektorspitze für weiten Gaskegelwinkel, rechts: Injektorspitze für engen Gaskegelwinkel

Allen Injektorkonzepten (außer [79]) gemeinsam ist eine nach außen öffnende Injektorbauweise, um eine hohe Durchflussrate zu erreichen und den Zylinderdruck als Unterstützung der Abdichtung nutzen zu können. Sämtliche Untersuchungen mit zentraler Injektorlage wurden auf Basis von M271 Motoren der Daimler AG durchgeführt.
Der beste Wirkungsgrad wird mit geschichteten Magerkonzepten erreicht, die in gewissen Kennfeldbereichen eine deutliche Senkung des Kraftstoffverbrauchs zur Folge haben, jedoch große Risiken bezüglich Abgasnachbehandlungssystemen aufweisen [84]. Durch die angehobene Verdichtung von 9,5 auf 12,5 kann bereits im stöchiometrischen Betrieb in den NEFZ relevanten Betriebspunkten die Light-Off Temperatur des Katalysators nicht erreicht werden, wobei im Magerbetrieb das Temperaturfenster weit verfehlt wird. In der Bewertung unterschiedlicher Brennverfahren wird ein stöchiometrisches, monovalentes Konzept durch Abwägung der Risiken bevorzugt. Laut [76] ist neben dem Magerbetrieb ein stöchiometrisches Brennverfahren mit Abgasrückführung zur Verringerung der Ladungswechselverluste geeignet, wobei Wirkungsgradsteigerungen bis 4,5 % ermittelt wurden.
Die durch den Einblasstrahl induzierte Ladungsbewegung wird bei moderaten Einblasdrücken und frühen Einblaszeitpunkten bis zum Zündzeitpunkt weitgehend abgebaut, sodass die Makrostömung im Brennraum die dominierende Einflussgröße darstellt [79] [68]. Verbesserungen der Gemischbildung werden bei der Saugrohreinblasung z.B. in [84] basierend auf der Änderung des Zylinderkopfes und auf Schaltorgane im Ansaugtrakt untersucht. Dabei kann festgestellt werden, dass eine intensive Ladungsbewegung großen

Einfluss auf die Brenngeschwindigkeit und die Gemischhomogenisierung im Erdgasbetrieb hat.

Resümee des Standes der Technik – Motivation für diese Arbeit

Die analysierten Untersuchungen zeigen ein hohes Wirkungsgradpotential des geschichteten Erdgasbetriebs, wobei durch die global magere Verbrennung eine NO_x Konvertierung im Dreiwegekatalysator nicht möglich ist und so die Emissionsgrenzwerte voraussichtlich nicht erreichbar sind. Dementsprechend wird dem stöchiometrischen direkteinblasenden Brennverfahren das größte Potential zur Umsetzung im PKW zugeschrieben. Hinsichtlich LowEnd Torque Anhebung ist in mehreren Untersuchungen das Potenzial der Direkteinblasung dargestellt. Umfassende Untersuchungen der Direkteinblasung beim Vollmotor im gesamten Betriebsbereich mit Einblasdrücken, wie sie auch für einen PKW-Einsatz sinnvoll sind, bleiben ausständig. Fragen bezüglich Gemischbildung und der Einsatz von Ladungsbewegungsmaßnahmen sowie Steuerzeiten im Zusammenspiel mit der Erdgasdirekteinblasung sind noch weitgehend unbeantwortet. Effizienzsteigernde Maßnahmen wie die Implementierung von Atkinson- bzw. Millerzyklus sind in diesem Zusammenhang weiterhin zu untersuchen, genauso wie die systematische Anpassung des Verdichtungsverhältnisses.

Der Methanschlupf stellt die Abgasnachbehandlung vor große Herausforderungen. Die Nacheinblasung wird zwar prinzipiell als Methode vorgestellt, weitergehende Untersuchungen hinsichtlich des Potentiales der Direkteinblasung zur Katalysatoraufheizung sowie Methankonvertierung im PKW Bereich sind jedoch erforderlich.

Auf Basis dieser Erkenntnisse wurde die im folgenden Kapitel vorgestellte Methodik zur systematischen Untersuchung verschiedener Einflussparameter, sowohl auf den Wirkungsgrad, als auch auf die Volllasttauglichkeit der Erdgasdirekteinblasung entwickelt.

3 Methodik

3.1 Basiskonzept

Die Vorgehensweise zur Beurteilung der Erdgasdirekteinblasung im Rahmen des CULT-Projektes lässt sich in folgende Punkte gliedern:

- Basismotorkonzept
- Steuerzeitenvariabilität
- Implementierung der Direkteinblasung
- Verdichtungsvariation und Spitzendruckanhebung
- Ladungbewegungsmaßnahmen und Entdrosselung
- Einfluss des Gaskegelwinkels
- Anpassung des Aufladeaggregates

Basismotorkonzept

Die erhöhte Reibung eines Dieselmotors [85] und die Projektgewichtsvorgaben, sowie der Aufwand zur Adaption einer Fremdzündung führen zur Auswahl eines Ottomotors. Dabei ist die Bewertung verschiedener Kriterien der verfügbaren Motoren (siehe Kap. 3.2) zwingend erforderlich, wobei die Adaption eines Aufladeaggregates hinsichtlich geänderter Getriebeübersetzungen ein Downspeeding ermöglichen sollen.

Steuerzeitenvariabilität

Die Möglichkeit des Eingriffes in den Ladungswechsel, abhängig vom jeweiligen Motorbetriebspunkt soll durch eine Phasenlagenverstellung der Einlassnockenwelle umgesetzt werden.

Implementierung der Direkteinblasung

Bei Vierventilmotoren ist der nachträgliche Einbau eines Einblaseventils extrem schwierig. Die Injektorlage hat dabei gravierende Auswirkungen auf das Brennverfahren, die Auslegung der Injektoren sowie Kolbenformen. Die Effizienz eines Schichtladungsbrennverfahrens ist in seitlicher Injektorlage zu prüfen.

Verdichtungsvariation und Spitzendruckanhebung

Basierend auf einem Ottomotor kann das Verdichtungsverhältnis bei Erdgas durch die geringe Klopfneigung deutlich angehoben werden, was einen maßgebenden Einfluss auf den Motorwirkungsgrad hat. In der Literatur wird die Obergrenze für das Verdichtungsverhältnis im Erdgasbetrieb von „bis zu 14“ [86] angegeben, was zu einem umgesetzten (gemessenen) Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 13{,}6$ führt. Ein wirkungsgradoptimaler

Zündzeitpunkt resultiert zudem in erhöhten Zylinderspitzendrücken. Um dieses Potential erschließen zu können, wird die Kolben-Pleuel Kombination an diese Anforderung angepasst.

Ladungbewegungsmaßnahmen und Entdrosselung

Recherchen [58] [84] [87] haben gezeigt, dass eine intensive Ladungsbewegung die Gemischaufbereitung eines Erdgas-Luft Gemisches deutlich verbessert. Dementsprechend soll der Einfluss von Ladungsbewegungsmaßnahmen untersucht werden, wobei der Motor über eine Möglichkeit der Entdrosselung über Miller- bzw. Atkinsonzyklus verfügen soll.

Einfluss des Gaskegelwinkels

Der Einfluss des Gaskegelwinkels auf das Brennverfahren sowohl in Teil- als auch in Volllast ist an Hand zwei unterschiedlicher Injektorvarianten zu untersuchen.

Anpassung des Aufladeaggregates

Bei Betrachtung des maximal erreichbaren Gesamtantriebswirkungsgrades fällt die Wahl auf die Abgasturboaufladung. Die Steigerung des Low-End Torque bei Anpassung des Turboladers wird betrachtet, was in Folge ein Downspeeding über geänderte Getriebeübersetzungen bzw. eine geänderte Schaltstrategie zulässt [39].

Die in der Literatur oft beschriebene magere Betriebsweise des Erdgasmotors zur Verbrauchsreduktion ist aus Gründen der NO_x Emissionen und stark reduzierter Abgastemperaturen für den PKW Bereich derzeit nicht zielführend. Alle Betrachtungen (ausser Kap. 5.6) finden dementsprechend im stöchiometrischen Betrieb statt.

3.2 Auswahl des Versuchsträgers

Die Anforderungen des Projektes CULT (siehe Kap.1.5) an einen leichten, effizienten Antriebsstrang bedingen einen Motor mit einem Hubraum <<1000 cm³. Das weltweite Screening nach geeigneten Ausgangsmotoren stellte 5 Modelle, aufgeführt in Tabelle 3-1, in die engere Auswahl, wobei die Motoren von Suzuki, Mitsubishi und Daihatsu nur auf dem japanischen Markt in Kei Cars verfügbar sind. Die Datenerhebung zu den Motoren wurde von der Fa. Magna Steyr durchgeführt, die Bewertung in Tabelle 3-1 fand auf dieser Datenbasis statt.

Tabelle 3-1: Bewertung geeigneter Motoren

Motor / *Kriterium*	**SMART 3 Zylinder Bj 2003**	**Rotax 600 ace**	**Mitsubishi 3B20 TC**	**Daihatsu KF-DET**	**Suzuki K6A DI Turbo**
Zylinderzahl	3	2	3	3	3
Hubraum [cm³]	698	600	659	658	658
Max. Drehmoment	+	-	+	++	++
Möglichkeit zur Aufladung	++	--	++	++	++
Möglichkeit zur Direkteinblasung	+	--	--	--	++
Phasenversteller Einlassseitig	--	--	++	o	o
Verfügbarkeit	++	++	+	+	+
Gewicht	o	++	--	o	o

Smartmotor

Der Dreizylinderzweiventilmotor des SMART ist serienmäßig turboaufgeladen, die Implementierung der Direkteinblasung ist durch Adaptionsaufwand an der zweiten Zündkerzenposition möglich. Die einlassseitige Phasenverstellung ist auf Grund einer oben liegenden Nockenwelle für die Betätigung der Ein- und Auslassventile nur mit sehr großem Aufwand umzusetzen.

Rotax 600 ace

Der Zweizylindermotor von Rotax ist nur als Saugmotor erhältlich, die Adaption auf Turboaufladung sowie die Implementierung der Phasenverstellung einlassseitig wäre sehr aufwändig. Zudem ist bei Vierventiltechnik der Einbau des Direkteinblasventils extrem schwierig. Dieser Motor ist nicht für den PKW-Einsatz konzipiert, ist als Hochdrehzahlkonzept ausgeführt und erfüllt keine PKW-Emissionsgesetzgebung. Günstig ist der Gewichtsvorteil von rund 15 kg.

Mitsubishi 3B20

Bereits serienmäßig ausgestattet mit einlassseitiger Phasenverstellung und Turboaufladung ist der Mitsubishi Motor. Die Implementierung der Direkteinblaseventile bei der Vierventiltechnik ist wiederum extrem schwierig, zudem ist ein Gewichtsnachteil von ca. 15 kg ungünstig.

Daihatsu KF-DET

Ebenfalls serienmäßig turboaufgeladen ist der Daihatsu Motor. Eine Phasenverstellung besitzt die Saugmotorvariante, die an die Turbovariante als adaptierbar zu bewerten ist.

Wie auch bei den anderen Vierventilmotoren ist durch die Platzverhältnisse die Implementierung der Direkteinblasventile in den Zylinderkopf extrem schwierig.

Suzuki K6A

Der Suzuki K6A wurde bis ins Jahr 2010 als Benzindirekteinspritzer mit Turboaufladung produziert und ist am japanischen Gebrauchtmarkt verfügbar. Die beiden obenliegenden Nockenwellen betätigen die vier Ventile pro Zylinder. Die Saugmotorvariante der K6A-Baureihe verfügt über eine einlassseitige Phasenverstellung, die in den Zylinderkopf der Turbovariante integrierbar ist. Der Motor ist bezüglich Gewicht, bestehend aus Aluminiummotorblock und Zylinderkopf, als neutral zu bewerten. Die seitliche Injektorlage der Benzin DI Ventile kann an die Größenverhältnisse der Erdgasventile angepasst werden. Auf Basis der Bewertungen in Tabelle 3-1 wird der Suzuki K6A Motor für das CULT Projekt als Versuchsträger ausgewählt und auf die Anforderungen adaptiert.

3.3 Entwicklungswerkzeuge

3.3.1 Motorversuch

Das wichtigste Instrument bei der Brennverfahrensentwicklung stellen die Untersuchungen am Motorenprüfstand dar. Die systematische Bewertung der Ergebnisse wird in stationären Motorbetriebspunkten betrachtet und eine detaillierte Untersuchung der Wirkungsgrade im stöchiometrischen Betrieb bei dem relevanten Lastpunkt 2000 min^{-1} p_{mi} = 4,7 bar durchgeführt. Dieser Betriebspunkt wurde auf Grund der Mildhybridisierung des Antriebsstrangs mit Riemenstartergenerator [39] und den dadurch verlagerten Motorbetriebspunkten hin zu höheren Lasten gewählt.

In Abb. 3-1 ist der Untersuchungsablauf, ausgehend von der Basismotorkonfiguration mit Benzindirekteinspritzung schematisch dargestellt. Mit der Motoradaption auf den Kraftstoff Erdgas mittels Verdichtungserhöhung und Anhebung des zulässigen Zylinderspitzendrucks wurde auch die Erdgasdirekteinblasung implementiert. Auf Basis der Messergebnisanalysen konnten verschiedene Einflussfaktoren sowohl auf das Brennverhalten, das LowEnd Torque, als auch auf die Abgasnachbehandlung identifiziert werden. Durch Variation dieser Einflussfaktoren konnten die Potentiale am Motorenprüfstand ermittelt, und im Vergleich zur Basis bewertet werden. Die Anpassung der Verdichtung und somit Änderung der Brennraumform setzte die Kenntnis der Einflussgrößen aus den vorangegangenen Versuchen voraus. Dadurch konnte eine für diesen Motor optimierte Variante mit verschränkter Einlassnockenwelle konfiguriert werden.

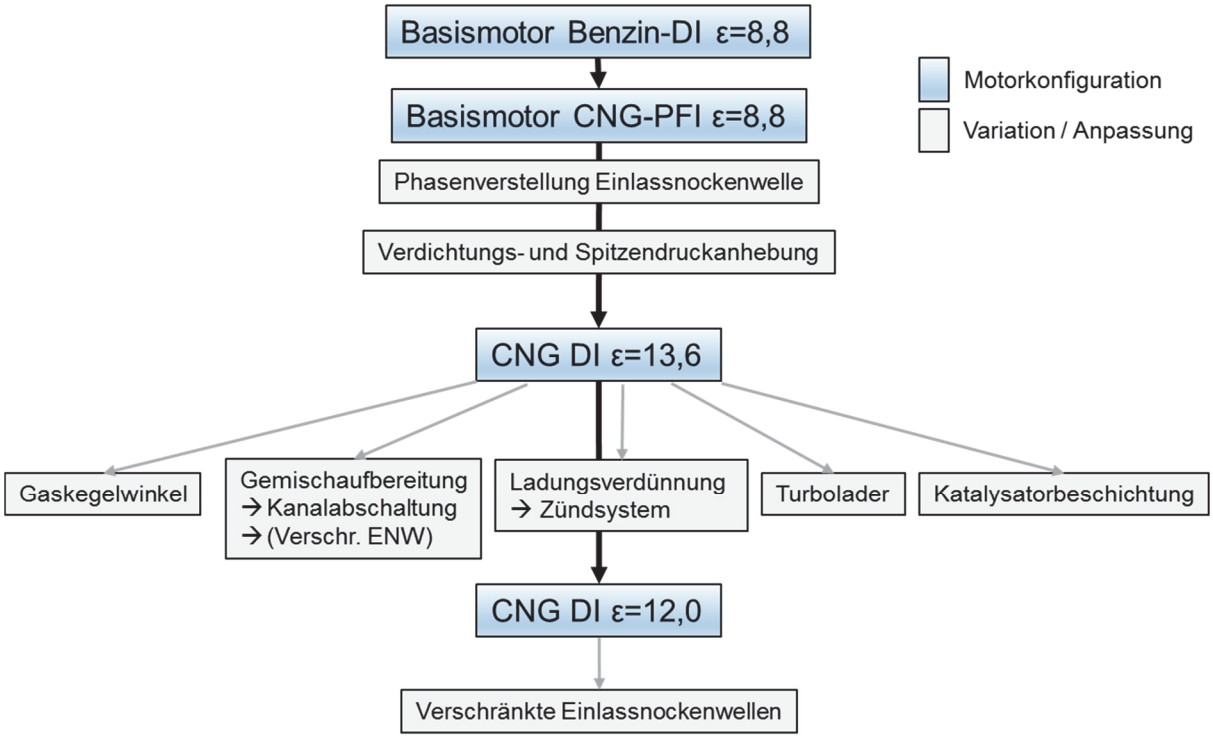

Abb. 3-1: systematischer Untersuchungsablauf

3.3.2 Wirkungsgradanalyse

Das Problem kleinvolumiger Ottomotoren hinsichtlich Wirkungsgrad und hohen HC-Emissionen wird in [88] ausführlich analysiert, wobei sich beim Einsatz von Erdgas, respektive Methan die Problematik der unverbrannten HC-Emissionen auf Grund des Flammenlöschens an der kalten Brennraumwand und in Spalten etc. verschärft.
Um den Einfluss verschiedener Maßnahmen auf das Brennverfahren beurteilen zu können, wird in nachfolgenden Kapiteln eine Analyse der relevanten Wirkungsgrade durchgeführt, basierend auf Weberbauer [89] sowie beschrieben bei Pflaum [90].
Die verwendeten Gleichungen, die die Basis der Berechnungen darstellen, sind nachfolgend aufgelistet.
Der theoretisch erreichbare thermische Wirkungsgrad des Erdgasmotors wird durch den Gleichraumprozess definiert.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \tag{3-1}$$

ε	*Verdichtungsverhältnis [-]*
K = 1,4	*Isentropenexponent für Luft [-]*

wobei sich dieser über das Verdichtungsverhältnis

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \tag{3-2}$$

V_h *Zylinderhubvolumen [cm³]*
V_c *Kompressionsvolumen [cm³]*

ergibt. Ein hohes Verdichtungsverhältnis ermöglicht demnach einen hohen thermischen Wirkungsgrad. Beim Ottomotor wird das maximal mögliche Verdichtungsverhältnis durch die Klopfgrenze bestimmt. Zudem wird bei hohen Verdichtungsverhältnissen die Brennraumform ungünstig. In [76] ist ein Grenzwert von ε = 13,0 als maximal sinnvolles Verdichtungsverhältnis für Erdgasmotoren vorgeschlagen.

Wirkungsgradverlust reale Ladung

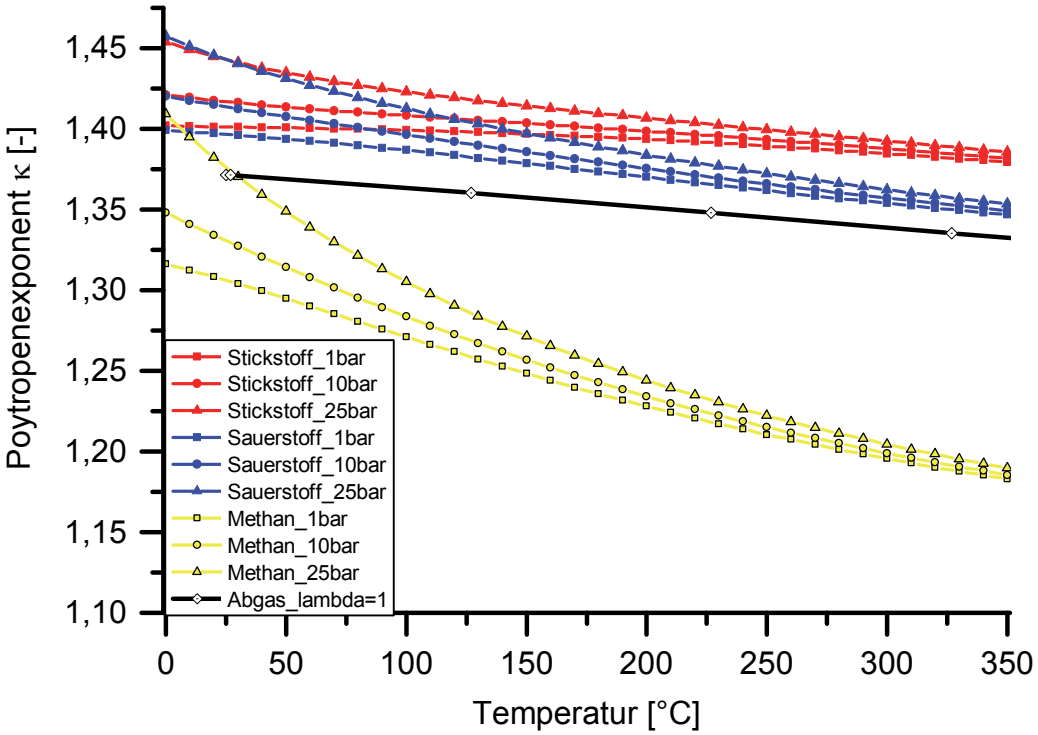

Abb. 3-2: Abhängigkeit des Polytropenexponenten von der Temperatur und Druck für verschiedene Gase [91], [59]

Nach Weberbauer [89] wird der vollkommene Motor leicht abweichend von der DIN 1940 [92] beschrieben, wobei auch der Restgasgehalt in die Betrachtung der realen Ladung eingeht. Durch den Anteil an Restgas und die veränderlichen Druck- und Temperaturwerte sinkt der Polytropenexponent ab, wodurch sich ein Wirkungsgradverlust ergibt. Der

Polytropenexponent wird für die Verdichtungsphase, nach Einlassventil schließt bis Verbrennungsbeginn, soweit angepasst, bis sich die gemessene Verdichtungskurve und die mit angepasstem Polytropenexponenten decken. Der Wirkungsgradverlust ergibt sich anschließend nach Gl.(3-1) als Differenz zu κ = 1,4 [90].
Das Verhalten der Stoffzusammensetzung ergibt sich dabei prinzipiell nach Abb. 3-2. Die Hauptkomponenten von Luft, Stickstoff und Sauerstoff, bestimmen den Polytropenexponenten bei Umgebungsbedingungen zu 1,4. Die Zusammensetzung der Brennraumladung sowie die Temperatur und Druckverhältnisse ergeben den Verlust an realer Ladung.

Wirkungsgradverlust Schwerpunktlage

Im idealen Prozess wird von einer vollständigen Energieumsetzung im oberen Totpunkt ausgegangen. Weberbauer [89] bezieht die Energieumsetzung auf den 50 %-Umsatzschwerpunkt der Verbrennung. Bei den betrachteten Lastpunkten ist ein konstanter Umsatzschwerpunkt von 8 °KWnZOT eingestellt. Daraus ergibt sich eine Reduktion des effektiven Verdichtungsverhältnisses und somit des thermischen Wirkungsgrades nach Gl.(3-2) mit der Annahme, das Kompressionsvolumen liegt im 50 %-Umsatzschwerpunkt vor (siehe Abb. 3-3)

Wirkungsgradverlust Unverbranntes

Die Bestimmung der Anteile aus unvollständiger Verbrennung bzw. unverbrannter Anteile findet über die Abgasanalyse statt. Die genaue Zusammensetzung der Kohlenwasserstoffemissionen ist unbekannt. Der überwiegende Anteil an unverbrannten Kohlenwasserstoffen im Abgas resultiert aus unverbranntem Kraftstoff, welcher zu über 96 % CH_4 enthält. Es wird daher angenommen, dass die mittels FID gemessenen Kohlenwasserstoffe CH_4 darstellen.
Auf Basis des von Bargende [93] beschriebenen Berechnungsansatz werden die gemessenen CH_4 und CO Emissionen nach Gl. (3-3), Gl. (3-4) und Gl. (3-5) berechnet.
Bezogen auf die eingebrachte Brennstoffleistung ergibt sich der Wirkungsgradverlust durch unverbrannte Komponenten.

$$\lambda_v = 1 - 3,28 \cdot \frac{CO}{10^6} + 5,092 \cdot \left(\frac{CO}{10^6} \right)^2 \tag{3-3}$$

$$CO_v = CO \cdot \frac{1 + \lambda_{gl} \cdot L_{\min}}{1 + \lambda_v \cdot L_{\min}} \tag{3-4}$$

$$\dot{Q}_{um\,(CH_4+CO)} = \dot{Q}_{zu} \cdot \left(1 - \frac{CH_4}{10^6} \cdot \left(1 + \lambda_{gl} \cdot L_{\min}\right)\right) \cdot \left(1 - 4{,}5\frac{CO_v}{10^6} + 7 \cdot \left(\frac{CO_v}{10^6}\right)^2\right) \quad (3\text{-}5)$$

CO	*CO - Konzentration [ppm]*
CH_4	*CH_4 - Konzentration [ppm]*
CO_v	*im Abgas gemessene CO - Konzentration bezogen auf die tatsächlich an der Verbrennung teilgenommenen Masse [ppm]*
λ_{gl}	*globale, gemessene Luftzahl [-]*
λ_v	*wirksames Verbrennungsluftverhältnis, als leicht unterstöchiometrisch angenommen (H_2 Emissionen werden dadurch nicht berücksichtigt) [-]*
L_{min}	*Stöchiometrischer Kraftstoff-Luftbedarf [kg_{Luft}/kg_{CH4}]*
Q_{zu}	*Zugeführte Kraftstoffenergie*
$Q_{um\,(CH4+CO)}$	*Kraftstoffenergie, welche im Summenbrennverlauf enthalten sein darf*

Wirkungsgradverlust reale Verbrennung

Die ideale isochore Verbrennung wird im realen Prozess durch einen realen Brennverlauf, der zeitlich nicht unendlich schnell abläuft, ersetzt. Wie in Abb. 3-3 gezeigt, verläuft der reale Brennverlauf nicht unendlich schnell, die Fläche zwischen realem Brennverlauf und idealem Brennverlauf wird als Wirkungsgradverlust berücksichtigt.

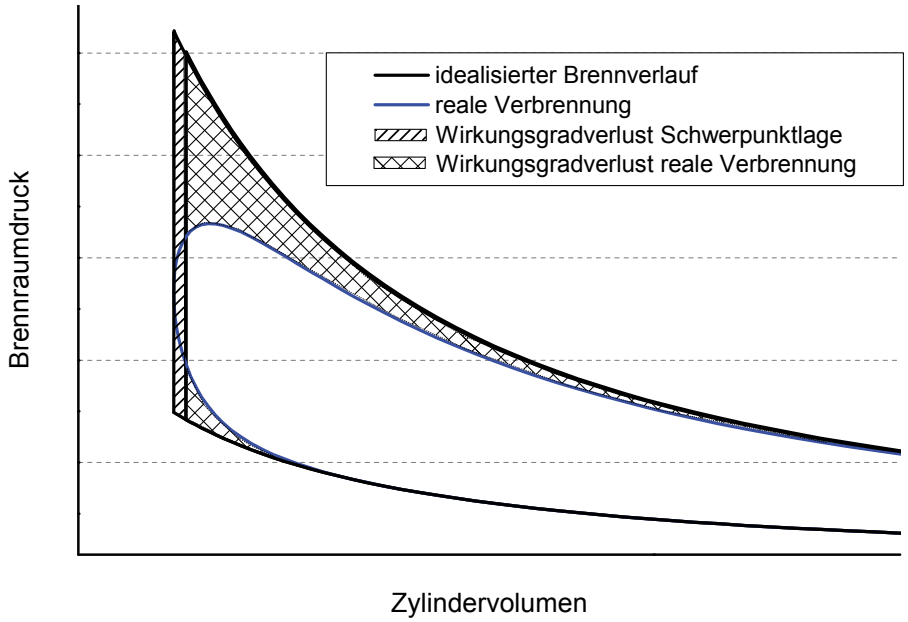

Abb. 3-3: Wirkungsgradverlust durch Schwerpunktlage und realer Verbrennung

Wirkungsgradverlust Wandwärme

Die bei der Verbrennung entstehende Wärme wird über die Brennraumwände an den wassergekühlten Motor abgegeben, was zu einem Wandwärmestrom nach Gl.(3-6) führt [94].

$$\frac{dQ_W}{dt} = \sum_i \alpha_{konv,i} \cdot A_i \cdot \left(T_{W,i} - T \right) \tag{3-6}$$

Q_W	*Wandwärmestrom [J]*
t	*Zeiteinheit, hier Kurbelwinkelschritte [°KW]*
α_{konv}	*Wandwärmeübergangskoeffizient [W/(m²K)]*
A	*Brennraumoberfläche [m²]*
T_W	*Wandtemperatur [K]*
T	*Gastemperatur [K]*

Über den Berechnungsansatz von Woschni [95] für Dieselmotoren und die Verifikation für Ottomotoren [96] kann auf Basis von bekannten Druckverläufen dieser Anteil für den konvektiven Wärmeübergang berechnet werden. Der Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt sich zu

$$\alpha_{konv} = 130 \cdot d^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,53} \cdot \left[C_1 \cdot c_m + C_2 \frac{V_h \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_0) \right]^{0,8} \tag{3-7}$$

d	*Bohrungsdurchmesser des Zylinders [m]*
p	*Zylinderdruck im befeuerten Betrieb [bar]*
p_0	*Zylinderdruck im geschleppten Betrieb [bar]*
T	*Momentan örtliche mittlere Gastemperatur [K]*
c_m	*Mittlere Kolbengeschwindigkeit [m/s]*
V_h	*Hubvolumen [m³]*
Index 1	*Größen zum Zeitpunkt des Verdichtungsbeginns*

Die dimensionslose Konstante C_1 teilt sich in einen Ladungswechselanteil Gl. (3-8) und einen Hochdruckanteil Gl.(3-9) auf.

$$C_1 = 6,18 + 0,417 \frac{c_u}{c_m} \tag{3-8}$$

$$C_1 = 2,28 + 0,308 \frac{c_u}{c_m} \tag{3-9}$$

Für Ottomotoren nimmt die Konstante C_2 einen Wert von 0,00324 m/(s*K) an.

$$c_u = d \cdot \pi \cdot n_D \tag{3-10}$$

Der Term c_u berücksichtigt den Eintrittsdrall, „wobei n_D die Drehzahl in s^{-1} eines Flügelradanemometers im stationären Drallversuch ist, dessen Durchmesser 70% des Zylinderdurchmessers d beträgt“ [59]. Bei schnelllaufenden Motoren mit direkter Einspritzung ist der Wert für $\frac{c_u}{c_m}$ ~2,5 [97].

Wirkungsgradverlust Ladungswechsel und Reibung

Aus dem indizierten Mitteldruck berechnet sich die Ladungswechselleistung sowie als Differenz zur gemessenen Leistungsabgabe die Reibleistung des Motors. Bezogen auf die gesamte Brennstoffleistung ergeben sich die Verlustanteile der Reibung sowie des Ladungswechsels.

$$\Delta\eta = \frac{P_{Ladungswechel\ bzw.\ Reibung}}{P_{Brennstoff}} \cdot 100\% \tag{3-11}$$

3.3.3 1-D-Simulation

Die eindimensionale Prozessrechnung, sowie eine Längsdynamiksimulation, wird mit dem kommerziellen Simulationstool GT-Suite von Gamma Technologies durchgeführt. Dabei kommt es für die folgenden Aufgaben innerhalb der Auslegung und Bewertung zum Einsatz.

- Auslegung von Ventiltriebsvarianten (Nockenwellen, Phasenverstellung)
- Bewertung von Abgasturboladervarianten
- Bewertung des Motorprozesses (z.B. Restgasbestimmung)
- Bewertung der motorseitigen Maßnahmen hinsichtlich eines Fahrzeugeinsatzes

Motorprozessrechnung

Bei der Motorprozessrechnung wird die reale dreidimensionale Geometrie des Verbrennungsmotors durch Zuhilfenahme von Volumenelementen abstrahiert. Sämtliche Größen sind dabei nur strömungsrichtungsabhängig, wobei die Gasdynamik des Verbrennungsmotors über diesen Ansatz hinreichend genau, bei überschaubaren Rechenzeiten, abgebildet werden kann. Der Abgleich der Gasdynamik mit den Prüfstandergebnissen und Vermessung der Ventildurchflusskoeffizienten, sowie Implementierung der Abgasturboladerkennfelder und Abbildung der Verbrennung mit Hilfe des Vibe-Ansatzes [98] erfolgte im Zuge des Projektes [99] [100], so dass darauf basierend ein prädiktives Berechnungsmodell zur Analyse und Bewertung für Berechnungen im Rahmen dieser Arbeit zur Verfügung stand.

Längsdynamiksimulation

Basierend auf dem in diesem Projekt entwickelten Längsdynamiksimulationsmodell [39] werden die am Motorprüfstand untersuchten Maßnahmen auf ihre Wirksamkeit im Fahrzeug bewertet.

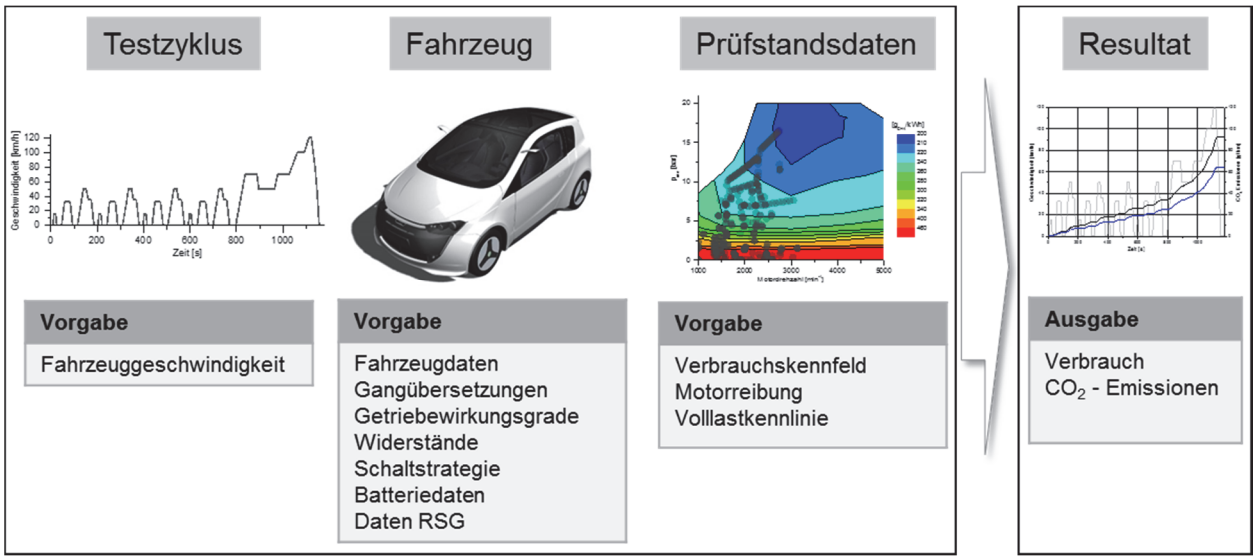

Abb. 3-4: Prinzipschema Längsdynamiksimulation

In Abb. 3-4 ist das Prinzipschema des Längsdynamikmodells aufgezeigt. Als Testzyklus wird der in Europa gültige Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ) [101] für die Beurteilung herangezogen. Aus der Geschwindigkeitsanforderung des Testzyklus wird über die Fahrzeugdaten, die Schaltstrategie und die Widerstände auf die jeweiligen Motorbetriebspunkte zurückgerechnet. Aus den am Motorenprüfstand gemessenen Verbrauchskennfeldern kann über die Zeitanteile der Betriebspunkte auf einen kumulierten Verbrauch geschlossen werden. Da es sich hier um eine vergleichende Beurteilung der Maßnahmen handelt, werden sowohl die gleiche Schaltstrategie, wie auch die idente Fahrzeugmasse zu Grunde gelegt.

4 Motorkonzept und Prüfstandsaufbau

4.1 Motorprüfstand und Messtechnik

Im Zuge des Projektes wurde der gesamte Antriebsstrang für das Fahrzeug an der TU Wien an einem dynamischen Prüfstand aufgebaut. So war es möglich Motor und Getriebeverbund gemeinsam abzustimmen.

In Abb. 4-1 ist eine Übersicht über den gesamten Prüfstandsaufbau incl. der Messstellenapplikation des Versuchsmotors dargestellt. Der Motor ist sowohl niederdruck-, als auch hochdruckindiziert. Die Steuerung und Regelung der Motor- und Getriebekomponenten wird von der PROtronic (siehe Kap. 1.5) übernommen. Die Steuergerätefunktionen für den Motorbetrieb und für die Ansteuerung des Getriebes wurden hinsichtlich eines Fahrzeugeinsatzes im Laufe des Projektes entwickelt und appliziert.

Die Ladelufttemperatur sowie die Kühlmitteltemperatur werden über die Prüfstandssoftware auf vorgegebene Werte mittels Regelventil und Wasserwärmetauscher eingeregelt. Das Thermostat ist zu diesem Zweck in der offenen Stellung gesperrt.

Das benötigte Erdgas wird aus Flaschenbündeln entnommen. Für die Zuführung zum Prüfstandsraum wird der Gasdruck am Flaschenbündel über einen beheizten, mechanischen Druckregler von max. 200 bar auf 30 bar reduziert. Vor der Zuführung zum elektronischen Druckregler ist ein elektrisch abschaltbares Sicherheitsventil installiert. Die verwendete Hardware der erdgasführenden Bauteile, sowie Luftmassen- und Drehmomentmessung ist in Tabelle 4-1 zusammengefasst.

Tabelle 4-1: Hardwarekomponenten

Messposition / Benennung	Typ / Bereich	Hersteller
Durchflussmessgerät Erdgas	Sitrans FC300	Siemens
Elektronischer Druckregler	7 – 16 bar (stufenlos)	Ventrex
Durchflussmessgerät Ansaugluftmasse	Sensyflow P / 0 – 400 [kg/h]	ABB
Drehmomentmessflansch	T12 / 0 – 1000 Nm	HBM

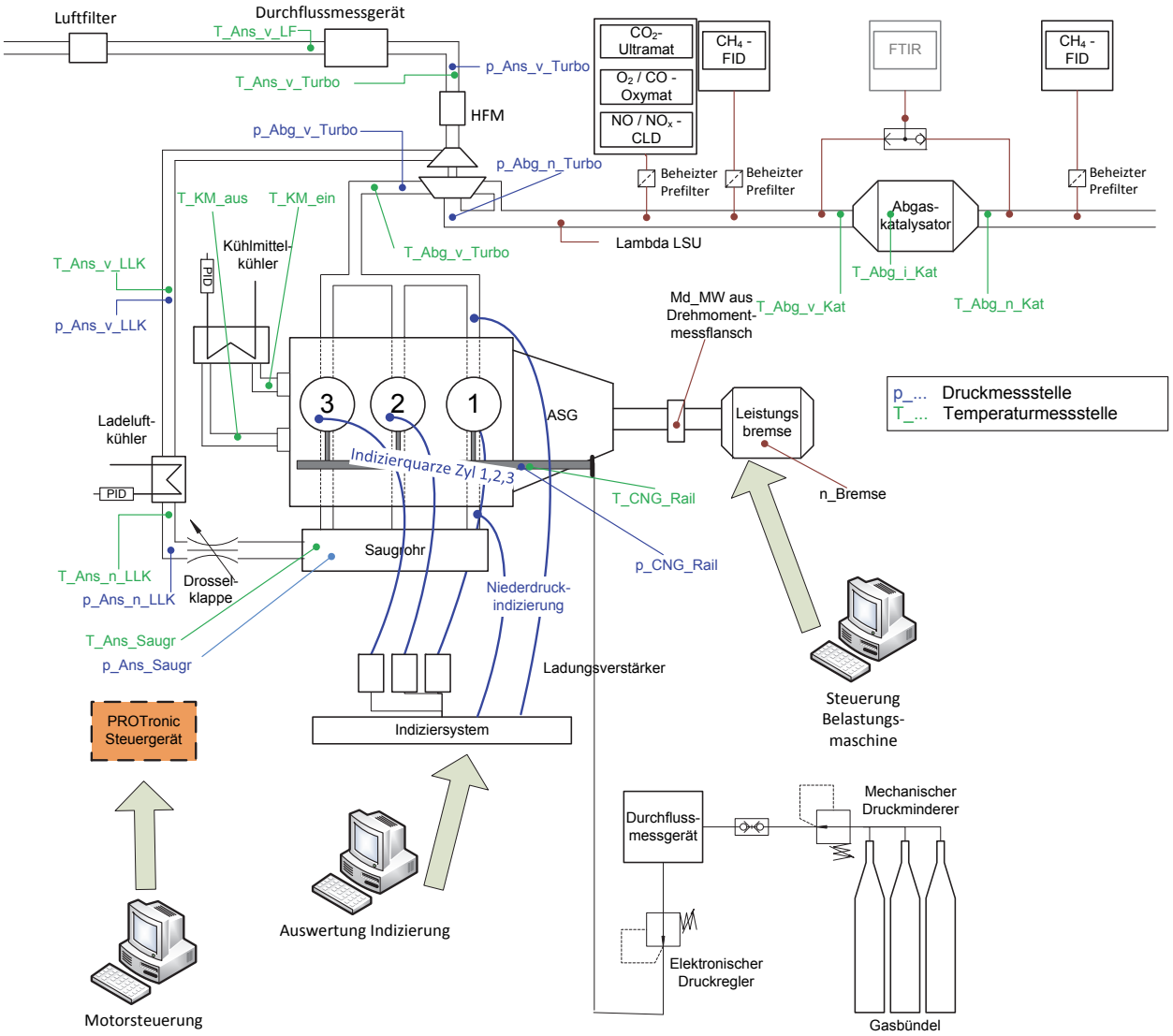

Abb. 4-1: schematischer Prüfstandsaufbau

4.1.1 Indiziermessung

Für die Erfassung des Zylinderdrucks wurden auf allen 3 Zylindern wassergekühlte Indizierquarze verbaut. Dazu wurden Hülsen durch den Kühlwassermantel im Zylinderkopf integriert, um einen geeigneten Zugang zum Brennraum zu erhalten. Die verwendete Indiziermesstechnik ist in Tabelle 4-2 zusammengefasst. Für jeden stationären Messpunkt wurden 175 Zyklen aufgezeichnet und gemittelt.

Tabelle 4-2: Hardewarekomponenten Indiziermessung

Messposition / System	Typ	Hersteller
Niederdruck Saugrohr Zylinder 1	4005BA5F	Kistler
Brennraumdruck Zylinder 1-3	6061 (wassergekühlt)	Kistler
Abgasdruck Zylinder 1	LP11DA (wassergekühlt)	AVL
Ladungsverstärker	5011	Kistler
KW-Sensor	8.5820.1832.3600	Kübler
Messwerterfassung	IndiModul 622	AVL

Für die genaue Analyse der Indizierdaten stand die Software AVL Concerto 4.2 zur Verfügung. Standardmäßig wurden folgende Größen ausgewertet.

Indizierter Mitteldruck

Die geleistete Arbeit berechnet sich aus jedem Zylinderdrucksignal aus der Fläche im p-V-Diagramm nach

$$W_i = \oint p dV \tag{4-1}$$

Dabei ist *p* der Druck im Zylinder bei dem aktuellen Brennraumvolumen *V*. Wird diese Arbeit auf den Hubraum des betrachteten Motors bezogen, so ergibt sich der indizierte Mitteldruck zu

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_H} \tag{4-2}$$

Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks

Die Bewertung der Laufruhe des Motors wird allgemein über die Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks vorgenommen. Dieser als COV_{pmi} bezeichnete Wert ergibt sich nach dem Auswertefenster von n Zyklen (hier zu 175 Zyklen gesetzt) zu

$$COV_{pmi} = \sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(p_{mi,\mathrm{i}} - \overline{p}_{mi})^2}, \; mit \; \overline{p}_{mi} = \frac{1}{n}\cdot\sum_{i=1}^{n} p_{mi,\mathrm{i}} \tag{4-3}$$

Brennbeginn

Der Brennbeginn ist der Zeitpunkt, bei dem 5 % der Gesamtenergie umgesetzt sind.

Entflammungsdauer
Als Entflammungsdauer ist der Kurbelwinkelbereich definiert, der vom Zündzeitpunkt bis zum Brennbeginn (5% Umsatzpunkt) überstreicht.

Verbrennungsschwerpunkt
Der Verbrennungsschwerpunkt ist als 50 % Umsatzpunkt definiert. Dieser liegt im wirkungsgradoptimalen Bereich bei 6-12 °KWnZOT (siehe Kap.5.1.1)

Brenndauer
Die Brenndauer ist definiert als Kurbelwinkelbereich, in dem ausgehend vom Brennbeginn 90 % des Gesamtumsatzes erreicht wird.

4.1.2 Temperatur und Druck

Die Temperaturmessungen wurden bei allen Messstellen mit Ni-Cr-Ni (Typ K) Thermoelementen mit einem Durchmesser von 1,5 mm durchgeführt. Für die Druckmessungen kamen piezoresistive Absolutdrucksensoren der Fa. Keller Typ PAA21 zum Einsatz.

4.1.3 Abgasmesstechnik

Für die Analyse der Abgaszusammensetzung wurde ein Teilstrom des Abgases vor dem Katalysator mittels Sonden entnommen. Das Probengas wurde dabei über beheizte Vorfilter und beheizte Probenleitungen dem Flammenionisationsdetektor bzw. dem Abgasmessschrank zugeführt. Zusätzlich wurde über eine Entnahmesonde nach Katalysator einem zusätzlichen Flammenionisationsdetektor Probengas zugeführt. Die verwendeten Abgasanalysegeräte sind in Tabelle 4-3 zusammengefasst.

Tabelle 4-3: Abgasanalysegeräte

Abgaskomponente	Messprinzip	Messgerät
Methan CH_4	Flammenionisation	Testa FID 1230 Modul
Sauerstoff O_2	Paramagnetismus	Siemens Oxymat 6
Kohlenstoffdioxid CO_2	Infrarot	Siemens Ultramat 6
Kohlenstoffmonoxid CO	Infrarot	Siemens Ultramat 6
Stickoxide NO_x	Chemoluminiszenz	Eco Physics CLD 700EL ht

Die Abtrennung der im Abgas vorhandenen höherwertigen Kohlenwasserstoffe erfolgt in einem speziell beschichteten Oxidationskatalysator im FID, so dass selektiv nur CH_4 gemessen wird.

Für eine detaillierte Beurteilung der Abgasemissionen im Erdgasbetrieb wurden zusätzliche Untersuchungen mit einem FTIR Multigas 2030d-HS (Fourier-Transformations-Infrarot-Spektroskopie) der Fa. MKS durchgeführt. Dieses Messprinzip beruht auf der Absorption von Infrarotstrahlung einzelner Moleküle. Das gemessene Spektrum gibt Aufschluss über die Art und die Anzahl der betrachtenden Komponenten und ermöglicht eine detaillierte Analyse der Abgasbestandteile.

4.1.4 Datenerfassung und-speicherung

Die am Prüfstand gemessenen Analogsignale und Temperaturen werden von einem cRio Messsystem der Fa. National Instruments erfasst und mit der Software LabView angezeigt, ausgewertet und gespeichert. Für sämtliche Stationäruntersuchungen wurden die Werte über einen Zeitraum von 40 Sekunden gemittelt.

4.2 Daten des Versuchsträgers

Neben den Basisuntersuchungen wurde der Versuchsträger auf die Anforderungen des monovalenten Erdgasbetriebs adaptiert. Die Werte für Drehmoment und Leistung wurden als Zielpunkte für den adaptierten Motorbetrieb vom Serienaggregat übernommen, um eine Überlast des gesamten Antriebsstrangs, wie Kupplung und Getriebe zu vermeiden. Die Eckdaten des Motors sind in Tabelle 4-4 zusammengefasst.

Tabelle 4-4: Daten des Versuchsträgers

Größe	Einheit	Wert	Größe	Einheit	Wert
Zylinderzahl		3	Verdichtungsverhältnis		8,8 12,0 13,6
Ventile/Zylinder		4	Nennleistung	kW	>45
Ventiltrieb		DOHC	Max. Drehmoment	Nm	>100
Hubraum	cm³	658	Kraftstoff		Erdgas
Bohrung	mm	68	Gemischbildung		DE
Hub	mm	60,4			

Abb. 4-2 zeigt die wesentlichen Umbauten, welche im Zuge des CULT Projekts an dem Grundmotor mit Benzin Direkteinspritzung durchgeführt wurden. Der Zylinderkopf wurde für die Aufnahme von den CNG Injektoren (1) modifiziert. Diese werden über das Gasrail (2) vom elektrischen Druckregler (3) mit 7 bis 16 bar versorgt. Aufgrund von Platz- und Gewichtsgründen wurde eine Ansaugbrücke (4) aus Kunststoff entwickelt. Die Phasenverstellung der Einlassnockenwelle wurde aus der Saugmotorvariante in den Zylinder-

kopf der DI-Turbovariante implementiert (5) [37]. Aufgrund des angehobenen Zylinderdruckes kommen ein leistungsstärkeres Zündsystem (6) zum Einsatz sowie ein verringerter Elektrodenabstand der Zündkerzen von 0,6 mm. Der verringerte Elektrodenabstand ist notwendig, um ein Versagen der Zündkerzenisolatoren bei hohen Zünddrücken und demnach hohen Sekundärspannungen zu vermeiden. Um die hohe Klopffestigkeit von CNG voll ausnutzen zu können, wurden höher verdichtende Kolben (7) verbaut. In Verbindung mit verstärkten Pleuelstangen (8) können Zylinderdrücke bis zu 100 bar im Mittel realisiert werden. [102]
Zudem wurde die Wastegateaktuierung von einem pneumatischen auf einen elektrischen Steller umgebaut. Dies ermöglicht die betriebspunktunabhängige Ansteuerung.
Aus verschiedenen Vorversuchen mit dem Serienfahrzeug wurden die Belastungsgrenzen des Motors beurteilt. Dabei wurde im Serienfahrzeug der Motor mit Benzindirekteinspritzung und Turboaufladung bezüglich Volllast vermessen. Dabei ergab sich ein maximaler Zylinderspitzendruck von 80 bar und eine maximale Abgastemperatur von 900 °C. Das maximale Drehmoment von 103 Nm wird dabei bei 3500 min^{-1} und die maximale Leistung von 47 kW bei 6500 min^{-1} erreicht.
In Anlehnung an diese Ergebnisse wurden die Grenzen für die Volllastdarstellung im modifizierten Antriebsaggregat mit p_{me} = 20 bar (entspricht 105 Nm), 900 °C Abgastemperatur und 50 kW maximale Leistung festgelegt. Die maximale Motordrehzahl wurde dabei auf 5000 min^{-1} beschränkt.

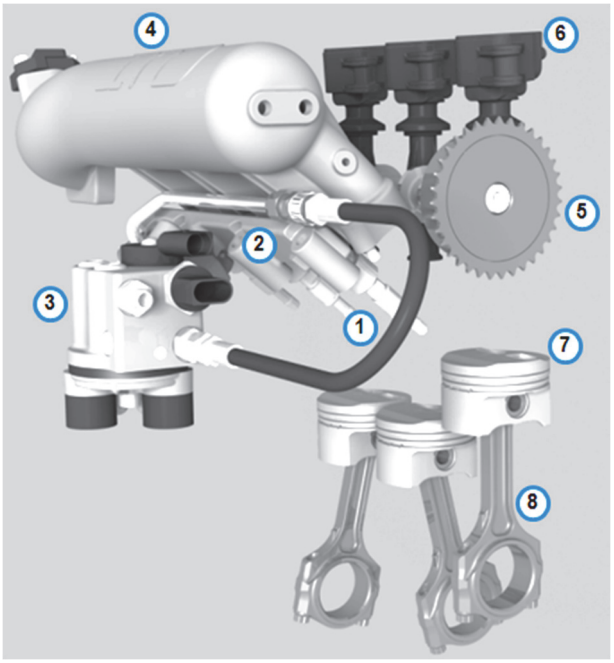

Abb. 4-2: modifizierte Motorkomponenten

4.3 Abgasturboaufladung

Bei der Abgasturboaufladung wird der untersuchte Motor strömungstechnisch mit dem Aufladeaggregat gekoppelt. Der diskontinuierlich arbeitende Motor liefert über den Abgasstrom die Antriebsenergie für die Radialturbine, welche über eine Welle mit dem Radialverdichter verbunden ist. Die Begrenzung des zur Verfügung gestellten Ladedrucks wird über ein Bypassventil, dem sog. Wastegate geregelt, welches in diesem Projekt von einem elektrischen Aktuator stufenlos geregelt werden kann.
Auf stationären Heißgasprüfständen wird das Aufladeaggregat über Kennfelder charakterisiert, die für dieses Projekt an der TU Dresden für den IHI RHF3 Turbolader vermessen wurden.
Die nachfolgend aufgeführten formelmäßigen Zusammenhänge sowie Kennfelder dienen als Basis für die Prozessrechnung sowie für die Bewertungen in Kap. 6.6.

Verdichter

Die Isolinien des isotropen Wirkungsgrads über dem reduzierten Massenstrom und dem Druckverhältnis beschreiben das Verdichterkennfeld (siehe Abb. 4-3). Begrenzt wird das Kennfeld von der Pumpgrenze, der Stopfgrenze und der maximalen Turboladerdrehzahl.

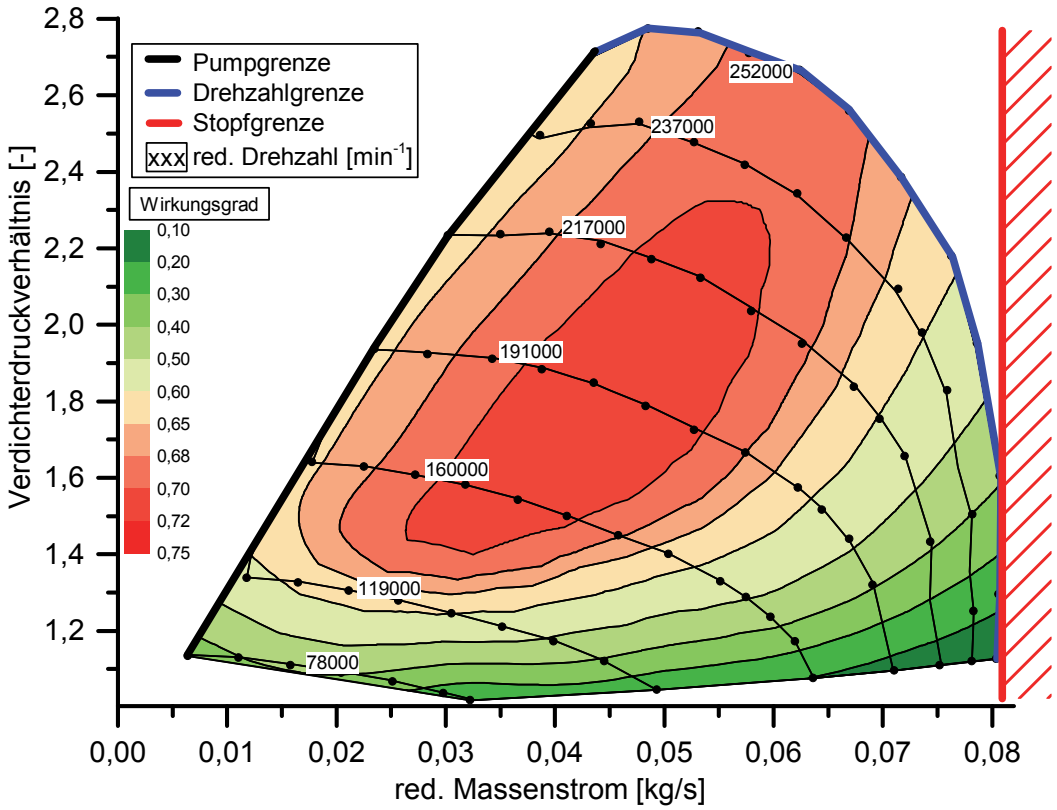

Abb. 4-3: Verdichterkennfeld IHI RHF3

Der Betrieb im instabilen Bereich hin zu kleinen Massenströmen und hohen Druckverhältnissen führt zu Strömungsablösungen mit Druckschwingungen, die eine Schädigung

der Bauteile zur Folge haben können. Ein ausreichender Abstand des Betriebspunktes zur Pumpgrenze ist demnach einzuhalten. Eine Überschreitung der maximalen Drehzahl, die einer Umfangsgeschwindigkeit von ~490 m/s entspricht, führt durch Einwirkung der Fliehkräfte zum Fließen des Werkstoffes und zum Bauteilversagen. Ein Abfall der Isodrehzahllinien und das Erreichen der Schallgeschwindigkeit im Verdichtereintritt stellt die Limitierung durch die Stopfgrenze dar.
Der reduzierte Massenstrom [98], bezogen auf die Referenztemperatur von 25 °C und 1 bar Referenzdruck berechnet sich zu

$$\dot{m}_{red} = \dot{m} \cdot \sqrt{\frac{T_1}{T_{ref}}} \cdot \frac{p_{ref}}{p_{1t}} \tag{4-4}$$

$\dot{m}$	*Verdichtermassenstrom [kg/s]*
T_1	*Temperatur vor Verdichter [K]*
T_{ref}	*Referenztemperatur [K]*
p_{ref}	*Referenzdruck [bar]*
p_{1t}	*Totaldruck vor Verdichter [bar]*

Das Totaldruckverhältnis über den Verdichter bestimmt die Ordinate zu

$$\pi_{tt} = \frac{p_{2t}}{p_{1t}} = \frac{p_{2s} + \dfrac{\dot{m}^2}{2 \cdot A^2_{Austritt} \cdot \dfrac{p_{2s}}{R \cdot T_2}}}{p_{1s} + \dfrac{\dot{m}^2}{2 \cdot A^2_{Eintritt} \cdot \dfrac{p_{1s}}{R \cdot T_1}}} \tag{4-5}$$

p_{2t}	*Totaldruck nach Verdichter [Pa]*
p_{1t}	*Totaldruck vor Verdichter [Pa]*
p_{1s}	*Statischer Druck vor Verdichter [Pa]*
p_{2s}	*Statischer Druck nach Verdichter [Pa]*
$\dot{m}$	*Verdichtermassenstrom [kg/s]*
$A_{Eintritt}$	*Querschnittsfläche Verdichtereintritt [m²]*
$A_{Austritt}$	*Querschnittsfläche Verdichteraustritt [m²]*
T_1	*Temperatur vor Verdichter [K]*
T_2	*Temperatur nach Verdichter [K]*
R	*Spezifische Gaskonstante Ansaugluft [J/kgK]*

Der eingezeichnete isentrope Verdichterwirkungsgrad errechnet sich nach

$$\eta_{tt} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_1 \cdot \left(\pi_{tt}^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right)}{T_2 - T_1} \tag{4-6}$$

T_1	*Temperatur vor Verdichter [K]*
T_2	*Temperatur nach Verdichter [K]*
T_{2s}	*Isentrope Temperatur nach Verdichter [K]*
π_{tt}	*Verdichterdruckverhältnis [-]*

Über die Gleichungen (4-4) und (4-5) kann somit auch der Motorbetriebspunkt im Verdichterkennfeld dargestellt werden.

Turbine

Das Turbinenkennfeld wird am stationären Heißgasprüfstand bei konstanter Referenztemperatur von 600 °C und konstanten Umfangsgeschwindigkeiten vermessen. Der reduzierte Massenstrom [98] berechnet zu

$$\dot{m}_{red,T} = \dot{m}_T \cdot \frac{\sqrt{T_3}}{p_{3t}} \tag{4-7}$$

$\dot{m}_T$	*Turbinenmassenstrom [kg/s]*
T_3	*Temperatur vor Turbine [K]*
p_{3t}	*Totaldruck vor Turbine [bar]*

Im Gegensatz zum Verdichter errechnet sich das Turbinendruckverhältnis über den Totaldruck am Turbineneintritt und dem statischen Druck am Austritt zu

$$\pi_{ts} = \frac{p_{3t}}{p_{4s}} = \frac{p_{3s} + \dfrac{\dot{m}^2}{2 \cdot A_{E\mathrm{int}ritt}^2 \cdot \dfrac{p_{3s}}{R \cdot T_3}}}{p_{4s}} \tag{4-8}$$

p_{3t}	*Totaldruck vor Turbine [Pa]*
p_{4s}	*Statischer Druck nach Turbine [Pa]*
p_{3s}	*Statischer Druck vor Turbine [Pa]*
$\dot{m}$	*Turbinenmassenstrom [kg/s]*
$A_{Eintritt}$	*Querschnittsfläche Turbineneintritt [m²]*
T_3	*Temperatur vor Turbine[K]*
R	*Spezifische Gaskonstante Abgas [J/kgK]*

Die mechanischen Verluste des Turboladers werden bei der Vermessung am Heißgasprüfstand in den Turbinenwirkungsgrad inkludiert.

$$\eta_T = \eta_{sT} \cdot \eta_m = \eta_m \cdot \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} = \eta_m \frac{T_3 - T_4}{T_3 \cdot \left(1 - \pi_{ts}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)} \tag{4-9}$$

T_3	*Temperatur vor Turbine [K]*
T_4	*Temperatur nach Turbine [K]*
T_{4s}	*Isentrope Temperatur nach Turbine [K]*
π_{ts}	*Turbinendruckverhältnis [-]*

Die reduzierte Umfangsgeschwindigkeit wird auf die Referenztemperatur bezogen nach

$$u_{T,red} = u \cdot \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_3}} \tag{4-10}$$

Für den Standardturbolader ergibt sich nach den Gl. (4-7) - (4-10) das in Abb. 4-4 normierte Turbinenkennfeld aus den Messdaten.

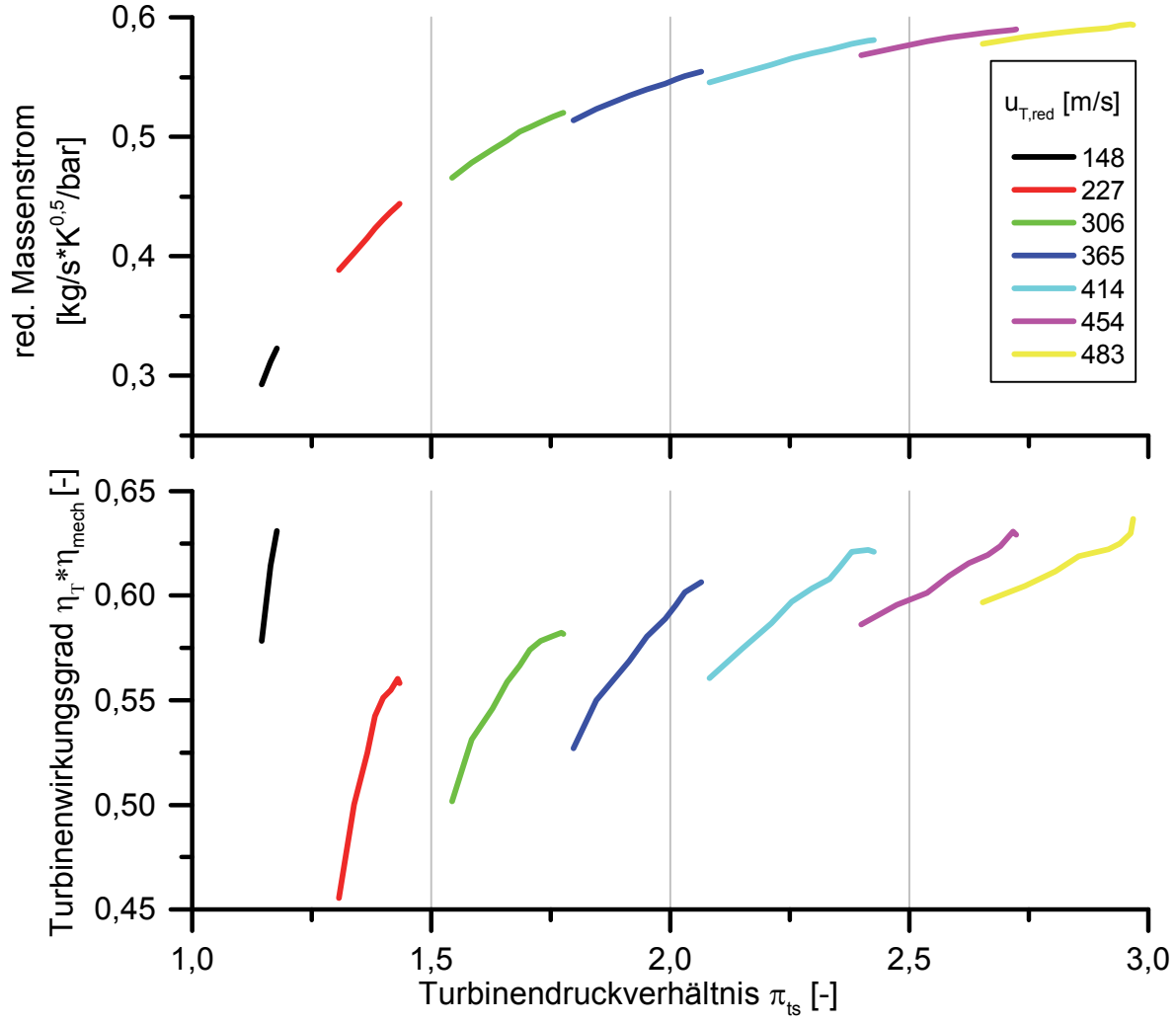

Abb. 4-4: Turbinenkennfeld IHI RHF3

4.4 Verdichtungsvariation

Die Anhebung des Verdichtungsverhältnisses vom Ausgangswert des Basismotors von 8,8 auf 13,6 entstammt intensiven Literaturrecherchen. In Folge einer Optimierung wurde das Verdichtungsverhältnis auf 12,0 gesenkt (siehe Kap. 5.5). Auf Grund der vorgegebenen Zylinderkopfgeometrie mit dachförmigem Brennraum kann die Verdichtung lediglich über die Kolbengeometrie angepasst werden. Dies resultiert jedoch in einer Abkehr vom idealen kugelförmigen Brennraum hin zu einem scheiben- bzw. sichelförmigen Brennraum.

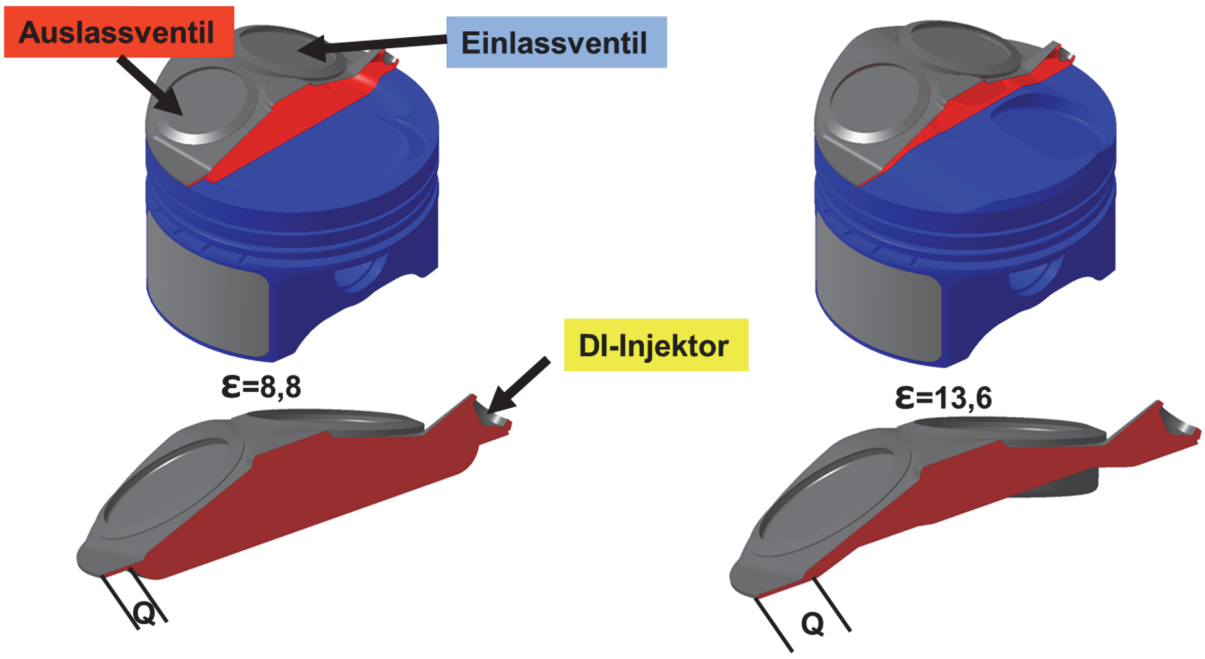

Abb. 4-5: Brennraumform bei den Verdichtungsverhältnissen 8,8 und 13,6 [41]

In Abb. 4-5 ist der Schnitt durch den Brennraum in der Ausgangsvariante mit Verdichtung 8,8 und in der Variante 13,6 dargestellt. Der Kolben in der Ausgangsvariante ist mit einer Kolbenmulde ausgeführt, wodurch nur sehr geringe Quenchflächen (bezeichnet mit Q) vorhanden sind. In der modifizierten Variante mit Verdichtung 13,6 ist eine deutliche Abkehr von einem kompakten Brennraum zu beobachten und resultiert in breiten Quenchflächen und engen Spalten. Betrachtet man das Oberflächen-Volumenverhältnis dieser Brennräume, so steigt dieses um mehr als 60 %, wie in Tabelle 4-5 dargestellt, an.
Durch den maßgeblichen Einfluss auf den Wärmeübergang, reduziert sich der Hochdruckwirkungsgrad mit steigendem Oberflächen-Volumenverhältnis [88].

Tabelle 4-5: Oberflächen-Volumenverhältnis im oberen Totpunkt

Verdichtungs-verhältnis ε [-]	Oberfläche [mm²]	Volumen [mm³]	Oberflächen / Volumenverhältnis [cm^{-1}]	Δ
8,8	9333	28122	3,32	↓ +64%
13,6	9448	17409	5,43	

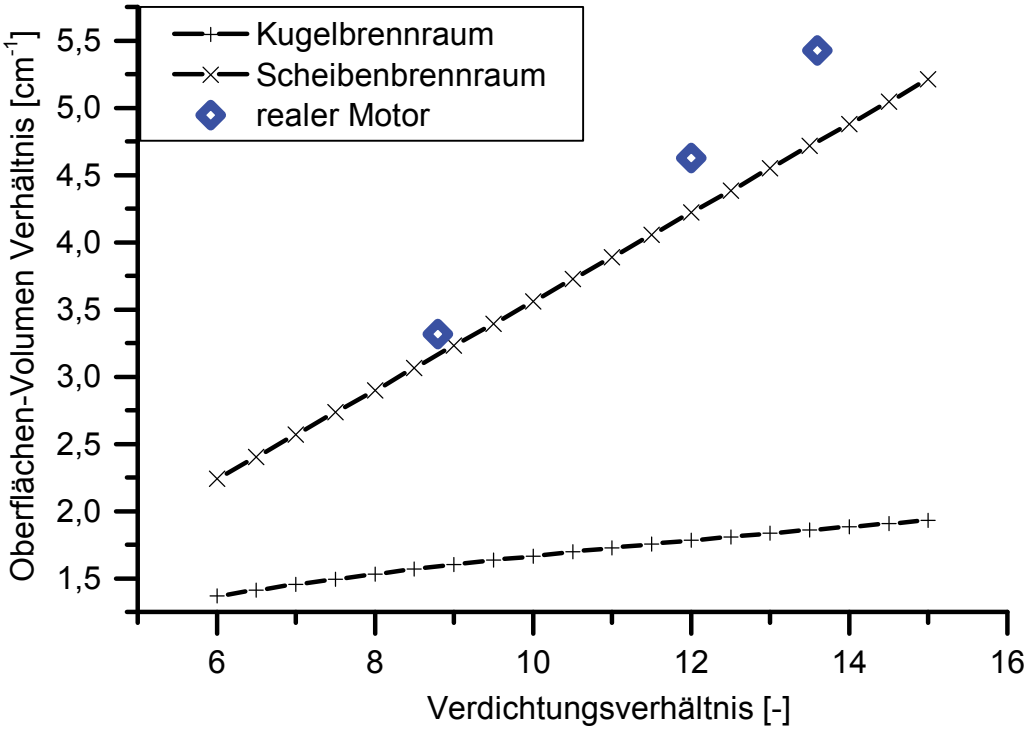

Abb. 4-6: Vergleich des Oberflächen-Volumen Verhältnisses verschiedener Brennraumformen im oberen Totpunkt, V_h = 220 cm³ (äquivalent untersuchter Motor)

Das günstigste Oberflächen-Volumen Verhältnis weist ein kugelförmiger Brennraum auf. Bei steigendem Verdichtungsverhältnis (siehe Abb. 4-6) nimmt das Oberflächen-Volumen Verhältnis nur geringfügig zu. Basierend auf einem Zylinderhubvolumen von 220 cm³ und einem Bohrungsdurchmesser von 68 mm, wie beim eingesetzten Motor, zeigt sich beim scheibenförmigen Brennraum eine deutliche Zunahme des Oberflächen-Volumen Verhältnisses bei steigendem Verdichtungsverhältnis. Auf Grund des vorgegebenen Dachbrennraums liegt bei den real betrachteten Verdichtungsverhältnissen dieser Wert noch über dem als ungünstig zu bewertenden Scheibenbrennraum.
Zudem resultiert aus der ungünstigen Brennraumform eine verlängerte Brenndauer und erhöhte CH_4 Emissionen. Dies ist in [103] ausführlich untersucht, so dass der Großteil

der unverbrannen Kohlenwasserstoffe „aus Spalten (Feuersteg, Kopfdichtung, Ventiltaschen etc.), in welche die Flamme nicht eindringen kann“, stammt.
So zeigt Abb. 4-7 den Einfluss der sukzessiven Verdichtungserhöhung von 8,8 auf 13,6 auf die Brenndauer sowie die CH_4 Emissionen bei konstantem Lastpunkt. Die unverbrannten Kohlenwasserstoffemissionen steigen etwa um den Faktor 2,5 an, korrelierend zur stark steigenden Brenndauer. Durch die zunehmend scheibenförmige Brennraumform entstehen enge Spalten und Quenchflächen, die ein vollständiges Durchbrennen des Gemisches verhindern, was in den steigenden CH_4 Emissionen ersichtlich ist und besonders bei dem stabilen Molekül Methan ein erhebliches Problem darstellt.

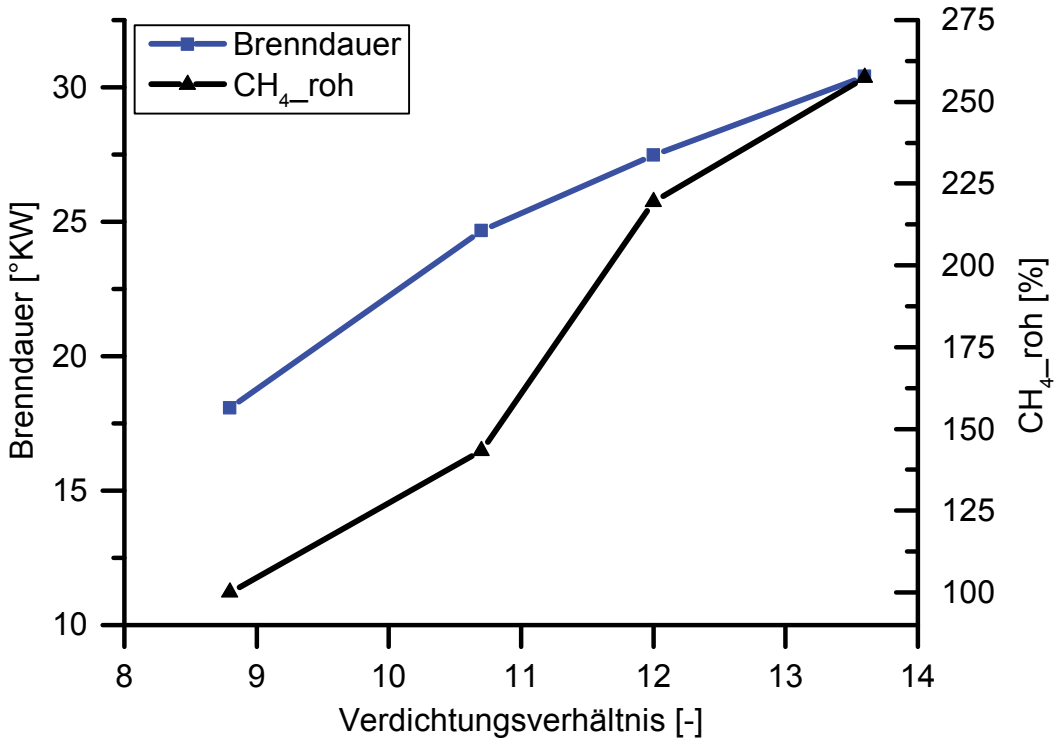

Abb. 4-7: Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die Brenndauer und CH_4-Emissionen; 2000 min^{-1}, p_{me} = 4 bar (Messdaten)

4.5 Ventilsteuerzeiten

Die Modifikation des Zylinderkopfes für den Einbau eines hydraulischen Phasenstellers an der Einlassnockenwelle ermöglicht die Steuerzeiten stufenlos an den Betriebspunkt anzupassen. Dafür wurde der Mechanismus aus der Saugmotorvariante des Suzuki K6A Motors in den Zylinderkopf der DI-Turbovariante eingebaut [37]. Die Phasenverstellung erfolgt hydraulisch über den Motoröldruck und wird von einem elektrischen Schaltventil betätigt. Die dadurch möglichen Steuerzeiten sind in Abb. 4-8 dargestellt. Dabei tritt in der 0 °KW Position keine Ventilüberschneidung auf. Mit sukzessiver Phasenverstellung

wird die Ventilüberschneidung vergrößert und ein Schließen des Einlassventils vor dem unteren Totpunkt erreicht, was zu einem leichten Millerverfahren führt. Beim Millerverfahren wird das Einlassventil vor dem unteren Totpunkt geschlossen und somit die Zylinderladung durch die Kolbenbewegung expandiert, was zur Druck- und Temperaturreduktion der Zylinderladung sowie zum reduzierten Liefergrad führt [94].
Für die Lageerkennung der Einlassnockenwelle in Bezug auf den Kurbelwellenwinkel wurde ein Nockenwellensensor in den Zylinderkopf integriert. Die Lageerkennung und -regelung wurde im Funktionsmodell des Entwicklungssteuergerätes umgesetzt, so dass je nach Betriebszustand des Motors die Phasenlage eingestellt werden kann.

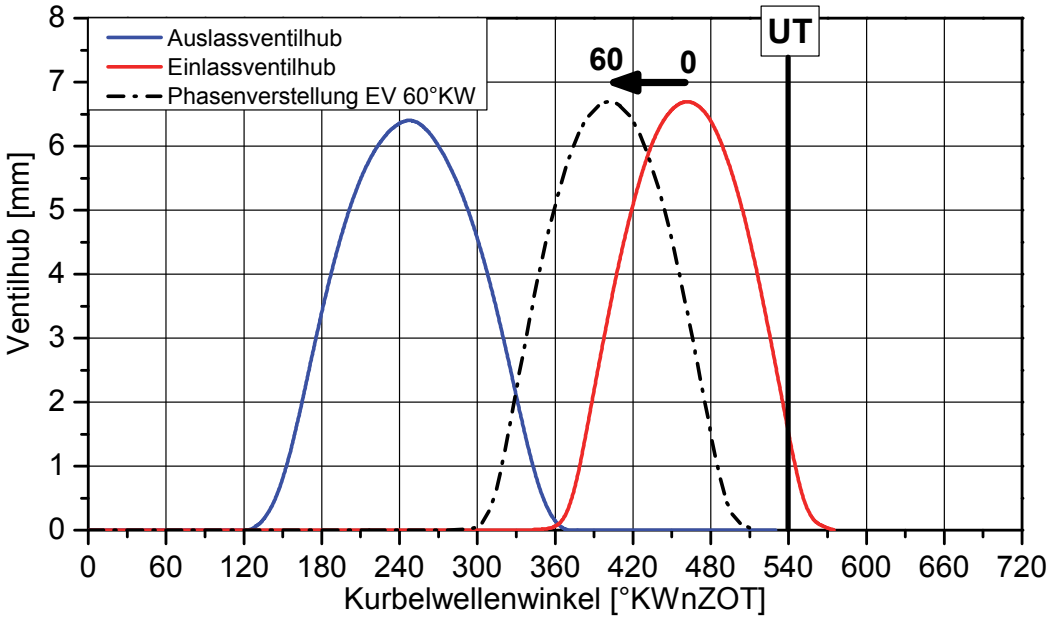

Abb. 4-8: Ventilsteuerzeiten mit max. Phasenlagenverstellung der Einlassnockenwelle

4.6 Untersuchte Injektoren

Für die Untersuchungen am Motorenprüfstand wurden je nach Brennverfahren unterschiedliche Injektoren verwendet. Tabelle 4-6 gibt einen Überblick über die eingesetzten Injektoren bezogen auf das Gemischbildungsverfahren.

Tabelle 4-6: verwendete Injektoren

Gemischbildung	CNG	Benzin
PFI	Bosch NGI2	—
DI	Delphi (2 Varianten)	Suzuki DI-Injektor (Serie)

Bei der Saugrohreinblasung (PFI) von Erdgas kamen serienmäßige Einblasventile der Fa. Bosch mit einem angegebenen statischen Stickstoffduchsatz von 10,4 kg/h bei 7 bar Vordruck zum Einsatz. Das Seriensaugrohr (siehe Abb. 4-9 rechts) wurde für die Aufnahme von jeweils einem Injektor pro Zylinder modifiziert. Vergleichsuntersuchungen an der Volllast mit Benzin wurden mit den Serienbauteilen durchgeführt. Die Benzinhochdruckpumpe wird dabei von der Auslassnockenwelle betätigt. Für die Untersuchungen der Erdgasdirekteinblasung wurde das Rapid Prototyping Saugrohr (Abb. 4-9 links) verwendet.

Abb. 4-9: links: Saugrohr für Untersuchungen Direkteinblasung; rechts: Seriensaugrohr

Für diese Untersuchungen standen zudem die Prototypeninjektoren von der Fa. Delphi zur Verfügung. In Abb. 4-10 ist der wesentliche Unterschied der untersuchten Injektoren veranschaulicht. Durch Modifikation der Injektorspitze kann ein weiter Gaskegelwinkel und ein in sich kollabierender (enger) Gaskegelwinkel erzeugt werden.

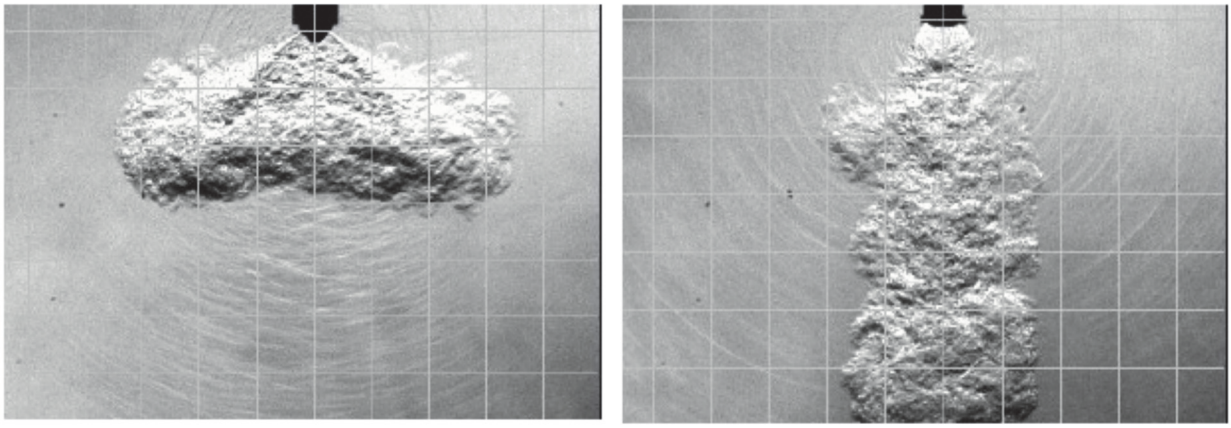

Abb. 4-10: Schlierenuntersuchung
links: weiter Einblaswinkel, rechts: enger Einblaswinkel [83]

Der Gasdurchsatz der beiden Injektortypen ist in Abb. 4-11 bei 16 bar Vordruck dargestellt. Dabei ist die Differenz der verwendeten Prototypen vor allem hinsichtlich des Betriebsbereichs der Injektoren bei niedrigen Pulsweiten und Drücken <<16 bar gering.

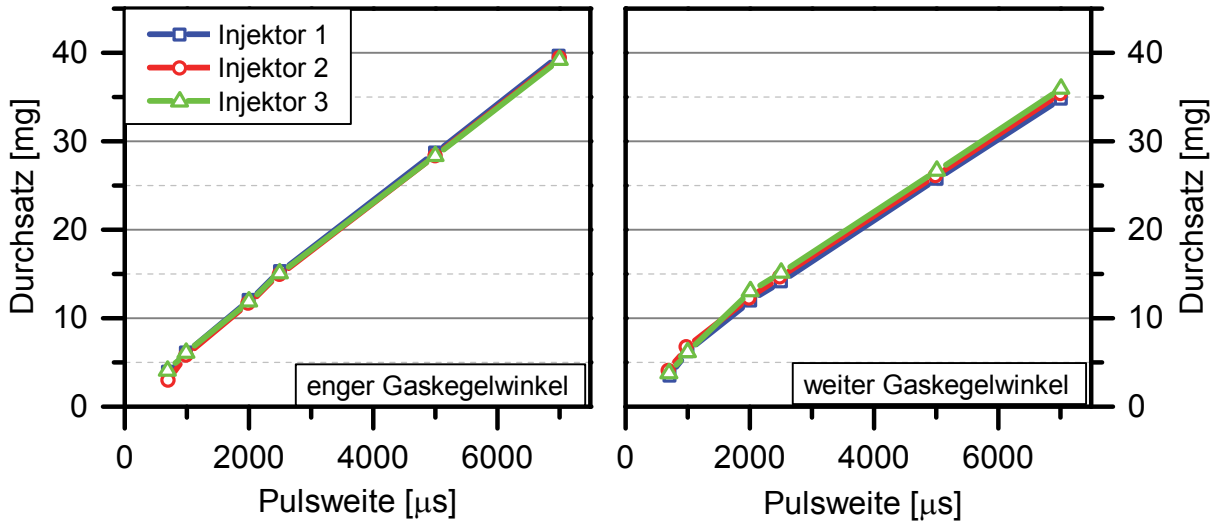

Abb. 4-11: Gasdurchsatz über Pulsweite bei 16 bar Vordruck
links: Injektoren mit engem Gaskegelwinkel
rechts: Injektoren mit weitem Gaskegelwinkel

Die größte Herausforderung ist die Dichtigkeit der Injektoren über die Lebensdauer sicherzustellen. Die eingesetzten Prototypen wurden nach einem definierten Prüfablauf auf deren Dichtigkeit bewertet. Im geschleppten Motorbetrieb bei 1500 min^{-1} und einem konstanten Luftmassendurchsatz von 10 kg/h wird ein Raildrucksprung von 0 auf 16 bar indiziert. Nach Erreichung des Gasdruckes im Rail wird die Gaszufuhr unterbrochen und mittels Flammenionisationsdetektor der Anstieg der CH_4-Emissionen gemessen. Eine Ansteuerung der Einblasventile findet dabei nicht statt.
Die Messung der Injektorleckage in Abb. 4-12 zeigt einen geringen Anstieg von etwa 10 ppm in Bezug auf die CH_4-Emissionen im Neuzustand. Nach rund 10 Betriebsstunden vervielfacht sich das Messergebnis und stellt sich über die Testdauer von mehreren hundert Betriebsstunden als nahezu konstant dar. Im Kennfeldbetrieb hat der Einfluss dieser statisch gemessenen Leckage keinen merklichen Einfluss. Die undefinierte Füllung des Brennraums mit Erdgas nach längerer Stillstandzeit ergibt jedoch Probleme beim Motorstart und bedarf weiterer Optimierungen.

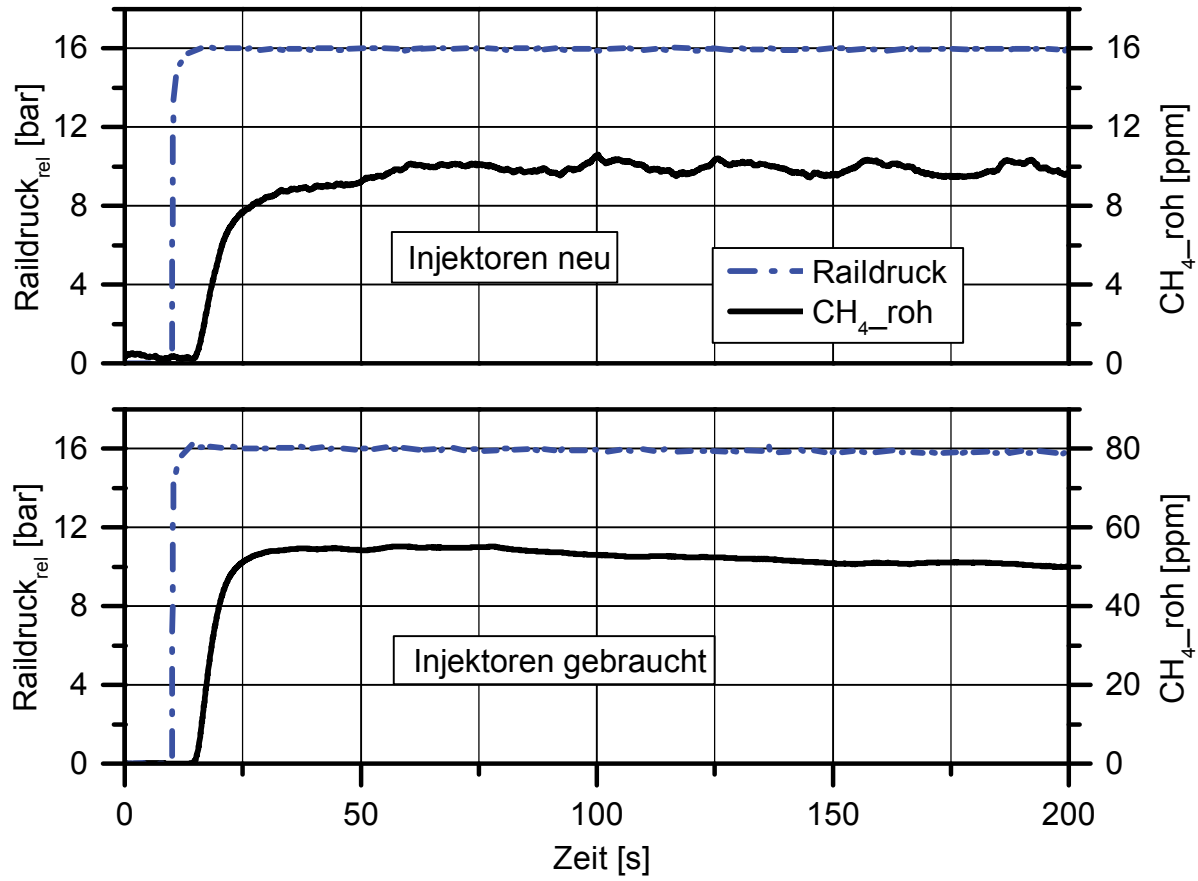

Abb. 4-12: Dichtigkeitsmessung
oben: neue Injektoren
unten: gebrauchte Injektoren

5 Untersuchungen des Brennverfahrens in der Teillast

5.1 Basisuntersuchungen

In diesem Kapitel werden prinzipielle Untersuchungen, die weitgehend unabhängig von der Motorkonfiguration sind, vorgestellt.

5.1.1 Einfluss des Verbrennungsschwerpunktes

Die Lage des Verbrennungsschwerpunktes hat einen wesentlichen Einfluss auf den Verbrennungswirkungsgrad und ist dabei nur geringfügig vom Verdichtungsverhältnis abhängig [26].

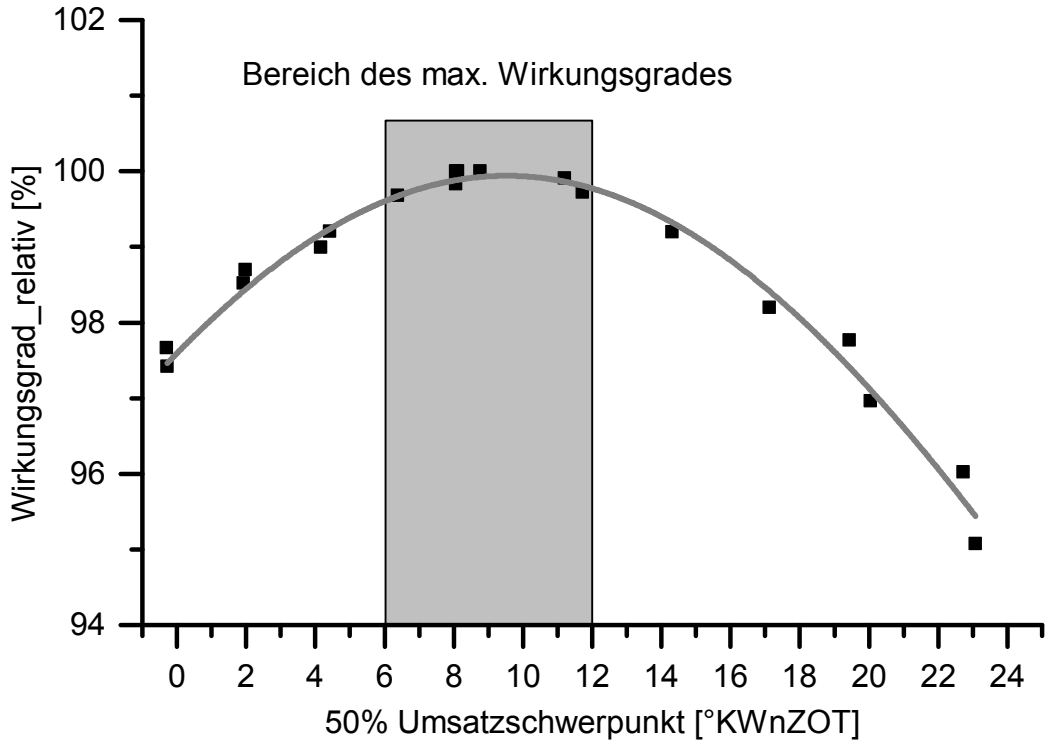

Abb. 5-1: relativer Motorwirkungsgrad in Abhängigkeit des 50 %-Umsatzschwerpunktes; 2000 min^{-1} p_{me} = 4 bar

In Abb. 5-1 ist der relative Wirkungsgrad abhängig vom Verbrennungsschwerpunkt aufgezeigt. Das Wirkungsgradmaximum wird im Bereich von 6 – 12 °KWnZOT erreicht und fällt bei Spätstellung der Zündung ab. Der thermodynamische Wirkungsgradvorteil durch eine Verdichtungserhöhung kann somit nur bei äquivalenten Verbrennungslagen umgesetzt werden. Für sämtliche Teillastuntersuchungen wird demnach der Verbrennungsschwerpunkt auf 8 °KWnZOT eingestellt. Zur Erreichung eines schnellen Drehmomentenvorhalts im Leerlauf durch Spätstellung des Zündzeitpunkts wird von diesem Prinzip

abgewichen. Des Weiteren kann durch eine Verlagerung des Verbrennungsschwerpunktes nach spät die Abgastemperatur auf Kosten des Wirkungsgrades angehoben werden, um einerseits eine effektive Katalysatoraufwärmung zu erreichen und andererseits beim turboaufgeladenen Motor im Bereich des LowEnd Torque mehr Abgasenthalpie an der Turbine bereitzustellen. Die Verlagerung des Verbrennungsschwerpunktes außerhalb des angegebenen Bereichs hat aber zu jeder Zeit einen wirkungsgradverringernden Effekt.

5.1.2 Einfluss der betriebspunktunabhängigen Wastegateregelung

Der Turbolader RHF3 der Fa. IHI verfügt in der serienmäßigen Anwendung über eine pneumatische Wastegateansteuerung. Die Wastegateklappe ist in der Grundstellung geschlossen und wird mit Überdruck bzw. Ladedruck gegen eine Federvorspannung geöffnet. Ein Öffnen ist demnach nur betriebspunktabhängig bei absoluten Ladedrücken >1,3 bar möglich. In der Teillast ist die Wastegateklappe stets geschlossen, wodurch der Abgasgegendruck ansteigt, Ladedruck aufgebaut wird und die Drosselverluste steigen. Dies führt zu einem effektiven Mehrverbrauch.

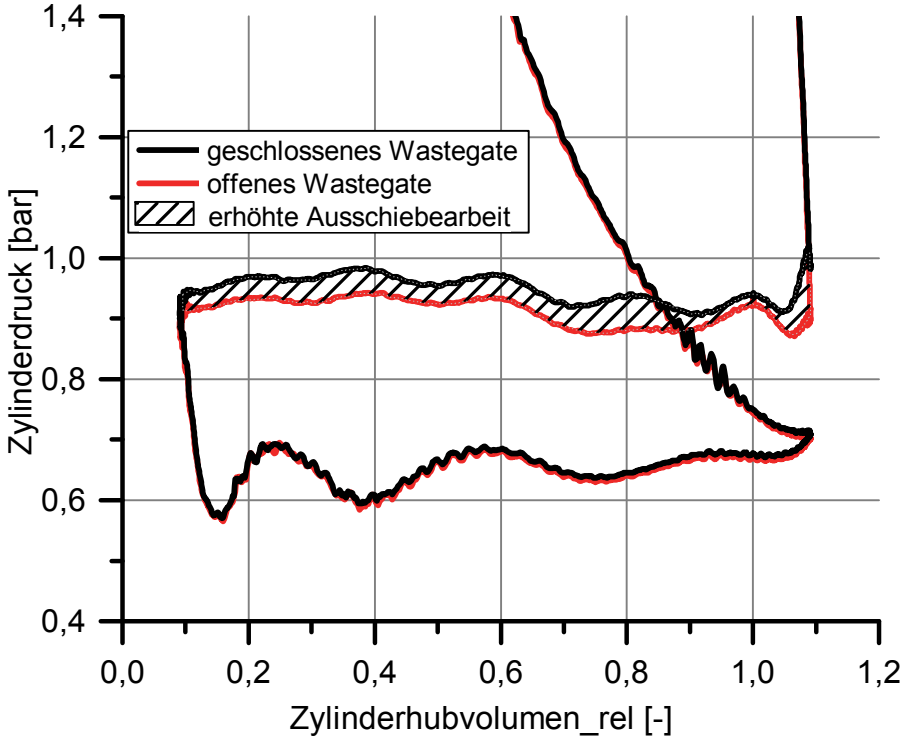

Abb. 5-2: Einfluss der Wastegateklappe bei 2000 min^{-1} p_{me} = 4 bar

Die Umrüstung auf eine elektrische Wastegateaktuierung über das Steuergerät lässt eine betriebspunktunabhängige Wastegateposition zu. Die Ladungswechselarbeit des Motors (siehe Abb. 5-2) kann durch einen verminderten Abgasgegendruck um 11 % gesenkt

werden. Dadurch wird der effektive Kraftstoffverbrauch bei dem Betriebspunkt 2000 min^{-1}, p_{me} = 4 bar um 1 % reduziert.
Bis zu einem Saugrohrdruck, der annähernd äquivalent zum Umgebungsdruck ist, kann der Motor mit offener Wastegateklappe betrieben werden. Darüber hinaus wird der Lastpunkt über die Wastegateklappe bei geöffneter Drosselklappe eingestellt. Dadurch kann das Abgas in der gesamten Teillast des Motors an der Turbine vorbeigeleitet und ein unnötiger Ladedruckaufbau verhindert werden. Im transienten Betrieb kann durch die schnelle Verstellzeit und die hohe Schließkraft des Aktuators ein ansprechendes Drehmomentverhalten erwartet werden.

5.1.3 Einblasstrategie

Im Gegensatz zur Saugrohreinblasung, bei der stets der Kraftstoff dem Einlassventil vorgelagert werden kann, sind bei der Direkteinblasung die Zustände im Brennraum als Randbedingungen zu beachten. In Abb. 5-3 sind die Ventilsteuerzeiten und der Zylinderdruck bei 2000 min^{-1} und p_{mi} = 4,7 bar dargestellt. Den frühest möglichen Zeitpunkt stellt das Schließen des Auslassventils dar. Der späteste Einblaszeitpunkt wird vom Äquivalent Einblasdruck und Brennraumdruck vorgegeben, in diesem Fall 8 bar. Dies führt bei diesem Motor zu einem theoretischen Einblasfenster von etwa 330 °KW. Eine konstante Kraftstoffmasse kann nur bei einer überkritischen Strömung am Injektor zugemessen werden, wodurch eine Mindestdruckdifferenz erforderlich ist. Andernfalls ist der Durchfluss druckabhängig. Die in Abb. 5-3 schematisch dargestellten Einblasfenster ergeben sich aus den Untersuchungsergebnissen von Abb. 5-4 und Abb. 5-7, wobei leichte Schwankungen abhängig von der Einblasdauer und Gaskegelwinkel gegeben sind. Da ab etwa 620 °KWnZOT (100 °KWvZOT) keine ausreichende Zeit für die Gemischaufbereitung mehr zur Verfügung steht, und durch den steigenden Zylinderdruck die Eindringtiefe des Gases in den Brennraum abnimmt, ist der Bereich nach 620 °KWnZOT zu vermeiden. Dies ist deutlich an den steigenden CH_4 Emissionen, der Laufruhe des Motors (COV_{pmi}) und dem Verbrauch ersichtlich. Eine optimale Lage, in der durch die einströmende Luft eine gute Gemischhomogenisierung, ersichtlich in kurzen Entflammungs- und Brenndauern sowie guter Laufruhe des Motors, stattfindet, liegt im Bereich von ca. 360 - 460 °KWnZOT (360 – 260 °KWvZOT).

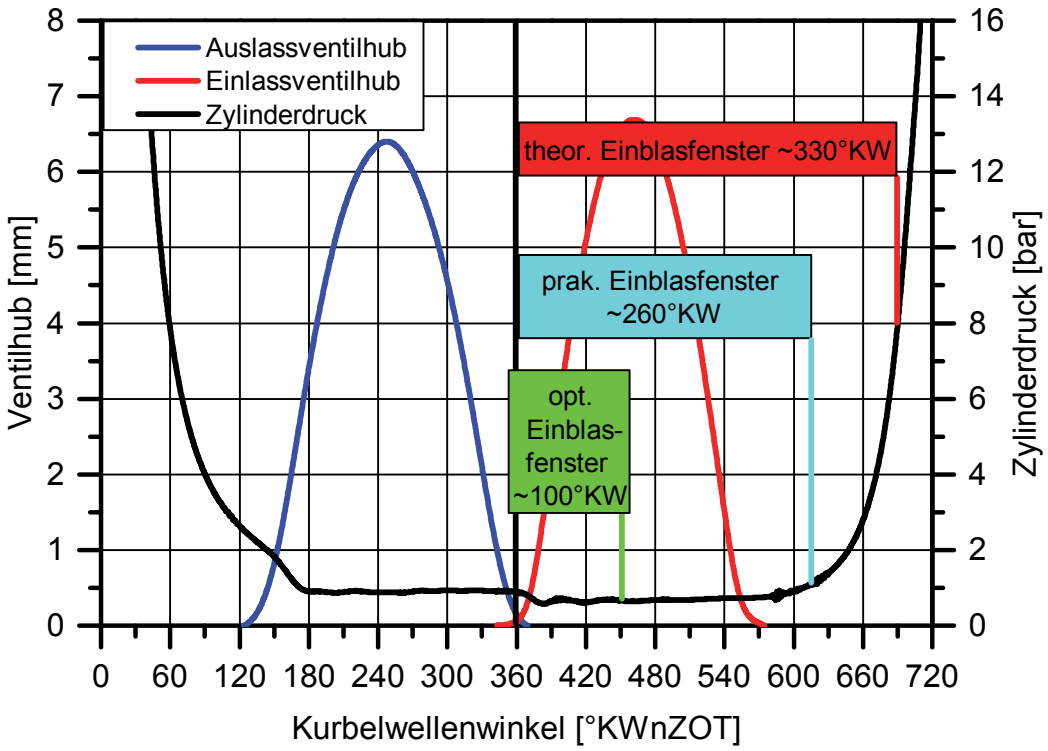

Abb. 5-3: mögliche Einblasfenster in der Teillast bei 2000 min^{-1}, p_{mi} = 4,7 bar

Einblaszeitpunkt

Abb. 5-4 zeigt das Betriebsverhalten des Motors bei einer Variation des Einblaszeitpunktes in dem angegebenen Teillastpunkt. Die Einblasdauer beträgt für die Variation ca. 18°KW. Eine frühe Einblasung verdrängt die Frischluft im Zylinder und führt zu einer geringfügigen Entdrosselung des Motors, erkennbar an dem höheren Saugrohrdruck. Zudem findet eine gute Homogenisierung mit geringer Konzentration von unverbrannten Kraftstoff im Abgas, mit entsprechend positiven Auswirkungen auf den Verbrauch, statt. Bei später Einblasung nach dem Schließen des Einlassventils bei ca. 180 °KWvZOT entfällt der Verdrängungseffekt, was eine stärkere Androsselung des Motors zur Folge hat. Wird die Zeit für die Gemischaufbereitung sehr kurz (Einblasende unter 100 °KWvZOT) nehmen die Methankonzentrationen im Abgas und der Variationskoeffizient des indizierten Mitteldrucks (COV_{pmi}) zu. Durch niedrigere Verbrennungstemperaturen sinkt umgekehrt dazu die NO_x-Konzentration. Zur Beibehaltung des Lastpunktes muss der Saugrohrdruck wieder angehoben werden. Dementsprechend wird in der Teillast eine frühe Einblasung bei den folgenden Untersuchungen angestrebt. Es hat sich gezeigt, dass die Gemischaufbereitung begünstigt wird, wenn die Einblasung im Bereich des Einlassventilöffnens liegt (siehe auch Abb. 5-7). Erfolgt die Einblasung bei möglichst hoher Geschwindigkeit der einströmenden Frischluft, ist ein Vorteil der Gemischbildung zu beobachten (COV_{pmi} ↓, CH_4 Emissionen ↓, Entflammungs- und Brenndauer ↓).

Die Auswirkung einer Aufteilung der Einblasung in einen Anteil saugsynchron, und den zweiten Anteil nach Einlassventil schließt wird im Folgenden untersucht.

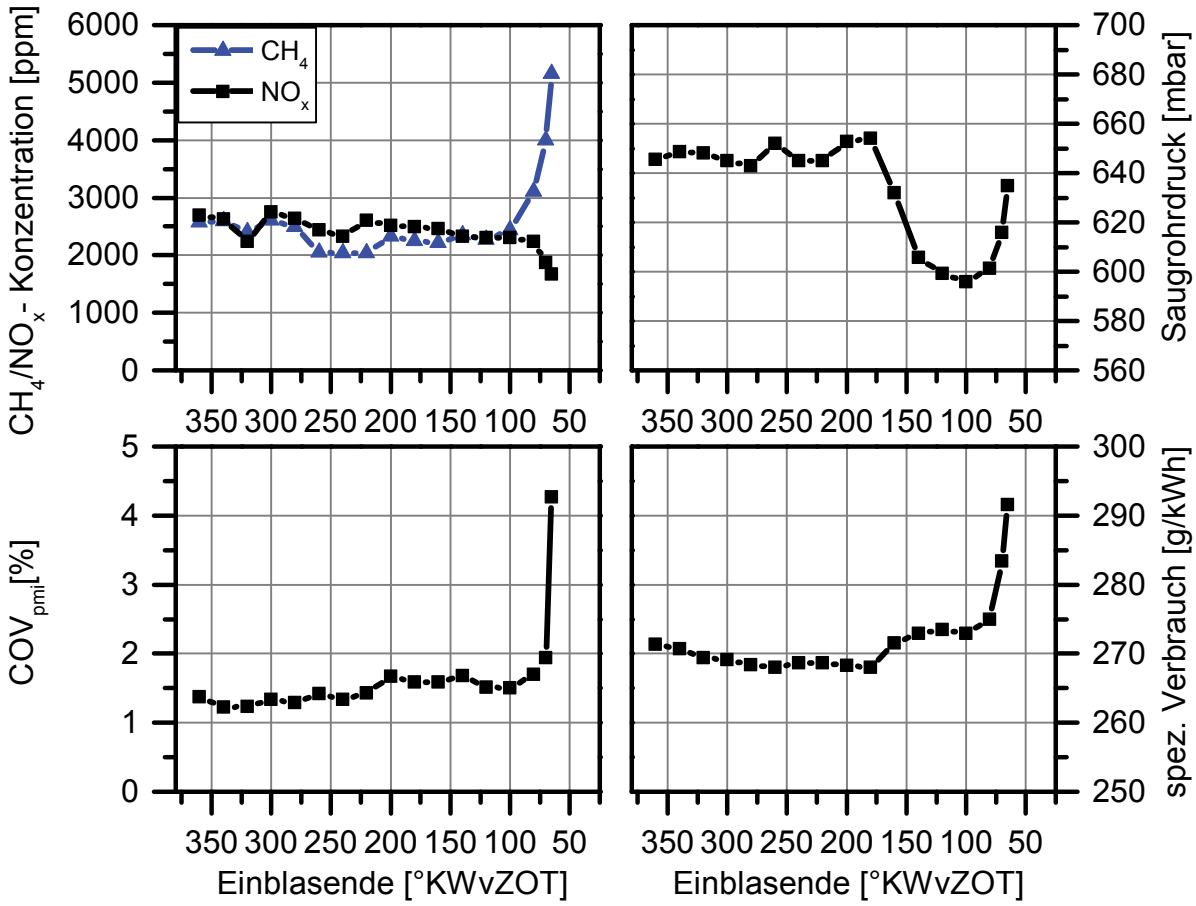

Abb. 5-4: Variation Einblaszeitpunkt; 2000 min^{-1} p_{mi} = 4,7 bar [1]

Einblasaufteilung

Der Einfluss des Einblasimpulses hinsichtlich Gemischaufbereitung ist im Vergleich zur saugsynchronen Einblasung (Variante 1) mit langer Gemischbildungzeit in Abb. 5-5 gegenübergestellt. Die Aufteilung der Einblasung in eine saugsynchrone und eine späte Einblasung nach Einlassventil schließt ist bei unterschiedlichen Einblaszeitpunkten der zweiten Einblasung in einem sehr geringen Teillastpunkt dargestellt. Der Motor wird stets stöchiometrisch betrieben.

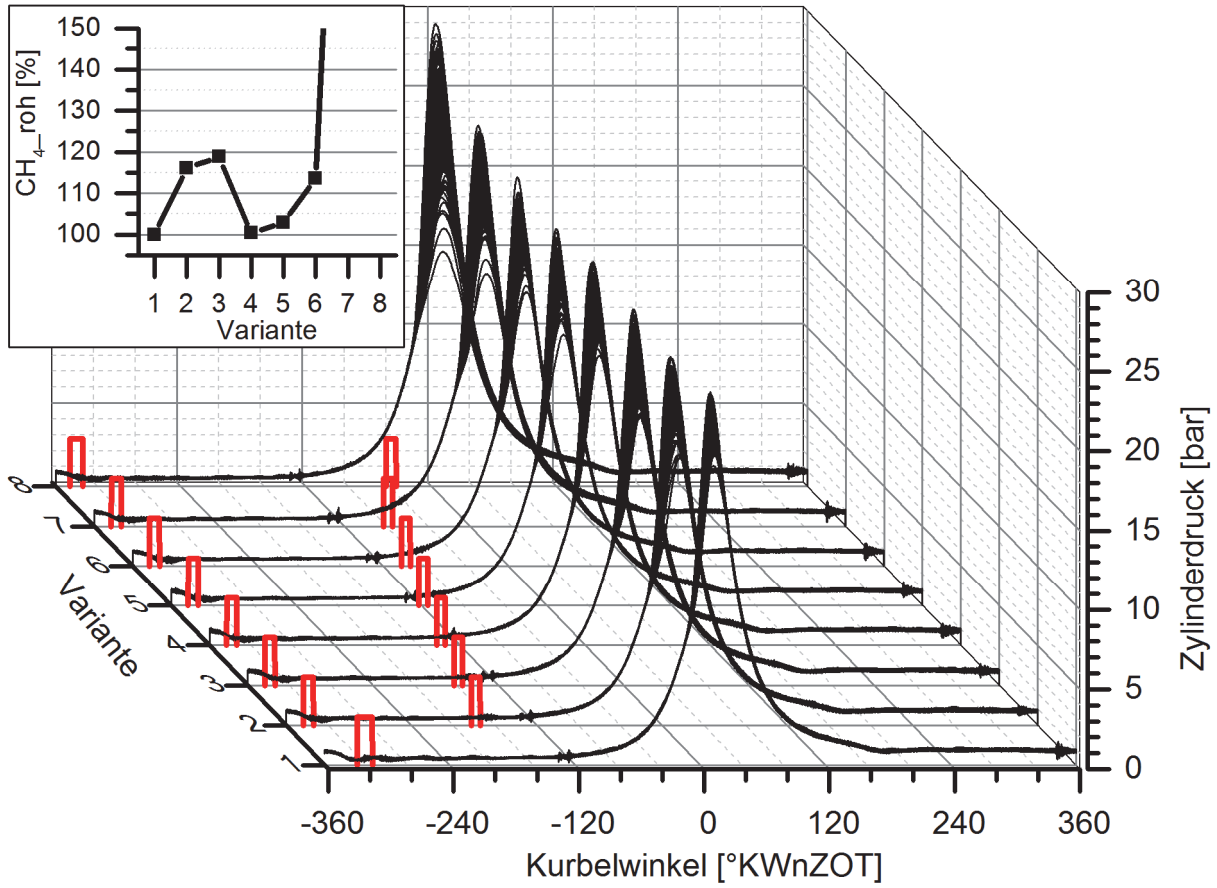

Abb. 5-5: Einblassplitting bei 2000 min^{-1}, p_{mi} = 2,7 bar, 8 bar Einblasdruck

Als Referenz zur Bewertung der Maßnahme dient die saugsynchrone Einfacheinblasung (Variante 1). In Abb. 5-5 sind das jeweilige Einblasevent und die zugehörigen Zylinderdrücke (175 Zyklen) dargestellt. Eine kontinuierliche Verschiebung der zweiten Einblasung Richtung ZOT kann die Schwankungsbreite der dargestellten Zylinderdrücke nicht verringern, wodurch keine verbesserte Gemischaufbereitung durch den Impuls der zweiten Einblasung erfolgt. Es kommt bei Einblasungen nach -120 °KWnZOT zu Zündaussetzern, da hier keine suffiziente Gemischaufbereitung mehr erreicht wird. Wird die Variante 1 als Referenz der CH_4 Rohemissionen mit 100 % gesetzt, so zeigen sich bei allen Varianten mit Einblasaufteilung gesteigerte unverbrannte Methanemissionen. Lediglich die Variante 4, bei der das zweite Einblasende bei 140 °KWvZOT liegt, zeigt ähnliche Methanemissionen als die Referenzmessung, jedoch einen etwas höheren Variationskoeffizienten des indizierten Mitteldrucks. Bei den Varianten 7 und 8 liegen die Methanemissionen auf Grund von Zündaussetzern außerhalb des betrachteten Bereiches. Eine Aufteilung der Einblasung bringt demnach keinen Vorteil in der Gemischaufbereitung. Das Einbringen der gesamten Kraftstoffmasse während des Öffnens des Einlassventils zeigt einen deutlichen Vorteil hinsichtlich Gemischaufbereitung, unverbrannter Methanemissionen und Laufruhe des Motors.

Einblasdruck

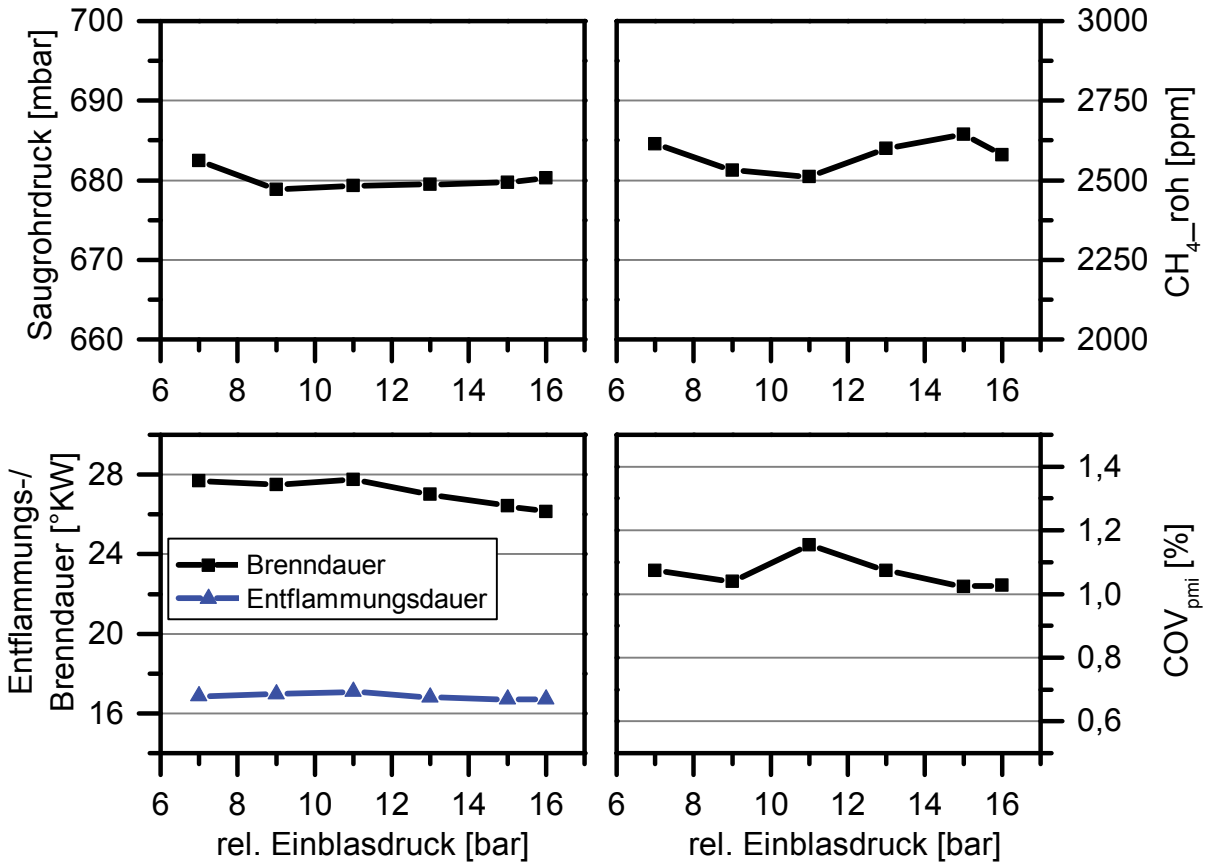

Abb. 5-6: Einblasdruckvariation bei 2000 min^{-1}, p_{mi} = 4,7 bar

Die saugsynchrone Einblasung in der Teillast ist in Abb. 5-6 bei relativen Einblasdrücken von 7 bis 16 bar (Überdruck gegen Umgebung) dargestellt. Bei konstantem Saugrohrdruck von 680 mbar entspricht die Einblasdauer 11 - 25 °KW bei konstantem Einblasende von 320 °KWvZOT. Die Methanrohemissionen bewegen sich ebenso wie der Variationskoeffizient des indizierten Mitteldrucks auf ähnlichem Niveau. Bei konstanter Entflammungsdauer sinkt die Brenndauer über den Variationsbereich hin zu höheren Einblasdrücken leicht ab. Dies ist auf den zusätzlichen Impuls der Einblasung auf die Ladungsbewegung zurückzuführen. Ein signifikanter Einfluss des möglichen Einblasdruckbereichs auf das Brennverhalten bei saugsynchroner Einblasung ist jedoch nicht gegeben. Aus Systemsicht sollte der Einblasdruck möglichst gering gehalten werden, um das Gasvolumen der Speichertanks auszunutzen und die Reichweite des Fahrzeuges zu erhöhen. Für die Teillastuntersuchungen wurde demnach ein konstanter Einblasdruck von 8 bar und das Einblasende auf konstant 320 °KWvZOT eingestellt.

5.1.4 Beurteilung des Gaskegelwinkels

Eine vergleichende Untersuchung des Einblaszeitpunktes bei unterschiedlichen Gaskegelwinkeln in der Teillast ist in Abb. 5-7 dargestellt. Mit den beiden in Kap. 4.6 beschriebenen Injektortypen wurde bei konstantem Betriebspunkt von 2000 min^{-1} und p_{mi} = 4,7 bar der Einblaszeitpunkt variiert. Der Verbrennungsschwerpunkt war über die Versuchsreihe wirkungsgradoptimal bei 8 °KWnZOT eingestellt. Der Einblasdruck ist bei beiden Injektortypen mit 8 bar konstant, wodurch sich eine Einblasdauer von ca. 20 °KW einstellt.

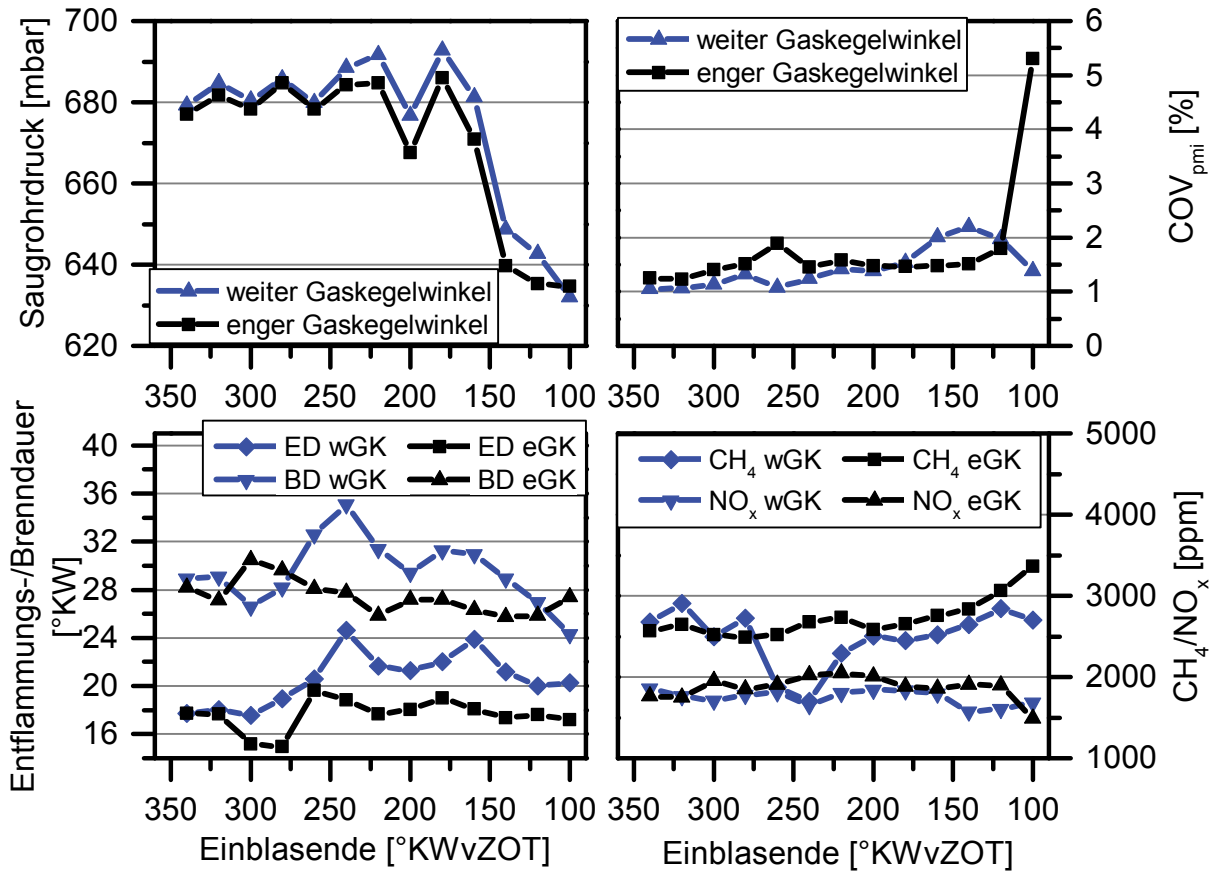

Abb. 5-7: Variation des Einblastimings
Enger (eGK) und weiter (wGK) Gaskegelwinkel bei 2000 min^{-1} p_{mi} = 4,7 bar

Der Saugrohrdruck und die Laufruhe des Motors (COV_{pmi}) stellen sich bei beiden Injektoren als annähernd konstant über die Versuchsreihe dar. Die Entflammungsdauer (ED) sowie die Brenndauer (BD) sind bei dem weiten Gaskegelwinkel im Kurbelwinkelbereich ab 260 °KW Richtung ZOT leicht verlängert. Hier liegt die Schließphase des Einlassventils. Der verlängerte Ausbrand des Gemisches ist in den sinkenden CH_4-Emissionen ersichtlich. Bei frühen Einblaszeitpunkten wird der Gasstrahl verstärkt durch die einströmende Luft erfasst, wobei die verlängerte Entflammungs- und Brenndauer bei späteren Einblaszeitpunkten im Anlegen des Gases an der Brennraumwand begründet sein kann,

wodurch verstärkt Gemischinhomogenitäten auftreten. Dieser sog. Coandaeffekt bei weiten Einblaswinkeln ist auch in [104] beschrieben. Eine weitergehende Analyse dieses Effektes würde eine dreidimensionale Strömungssimulation bedingen.
Die Parameter Entflammungsdauer und Brenndauer sind mit dem engen Gaskegelwinkel über den untersuchten Kurbelwinkelbereich als annähernd konstant zu bewerten. Dies ist auch in den konstanten Emissionswerten ersichtlich. Erst bei einem Einblasende von 100 °KWvZOT kommt es zu Zündaussetzern mit dem engen Gaskegelwinkel. In dem relevanten Kurbelwinkelbereich von 360 – 260 °KWvZOT für die Einblasung des Kraftstoffes in der Teillast treten keine signifikanten Unterschiede in der Gemischaufbereitung durch die unterschiedlichen Gaskegelwinkel auf.

5.2 Verdichtungsanpassung auf ε = 13,6

Die Anpassung der Verdichtung auf den Kraftstoff Erdgas von der Ausgangsbasis ε = 8,8 auf ε = 13,6 erfolgte durch den in Kap 4.4 beschrieben Einbau verstärkter Kolben mit Kolbendach. Die Verlustanalyse in Abb. 5-8 mit den beiden Verdichtungen bei einem niedrigen Teillastpunkt und gleichen Steuerzeiten (ohne Ventilüberschneidung) zeigt eine effektive Verbrauchsverbesserung von 3,3 %. Der Einsatz verstärkter Kolben mit angepasstem Kolbenringpaket bezüglich höherer Brennraumdrücke und verstärkter Pleuel wirken sich auf die Reibung des Motors negativ aus. Die signifikante Steigerung des Oberflächen-Volumenverhältnis (siehe Kap. 4.4) des Brennraums bedingt einen übermäßig hohen Wandwärmeverlust. Das Flammenlöschen an der kalten Brennraumwand und in engen Spalten, sowie ein breiterer Feuersteg der modifizierten Kolben vervielfachen den Verlust durch unverbrannte Komponenten (siehe auch Abb. 4-7). Trotz der massiven theoretischen Wirkungsgradsteigerung durch die Verdichtungsanhebung von 4,8 Punkten kann der effektive Wirkungsgrad nur marginal verbessert werden. Der Großteil des theoretischen Potentials von 11,5 % kann durch die geänderte Prozessführung mit Zunahme der Verluste nicht in einen realen Verbrauchsvorteil umgesetzt werden. Begründet durch die Adaption eines vorhandenen Basismotors ist keine freie Gestaltung des Brennraums möglich. Bei Neukonstruktionen muss daher auf einen kompakten Brennraum mit reduziertem Oberflächen-Volumenverhältnis und Vermeidung von Spalten Wert gelegt werden.

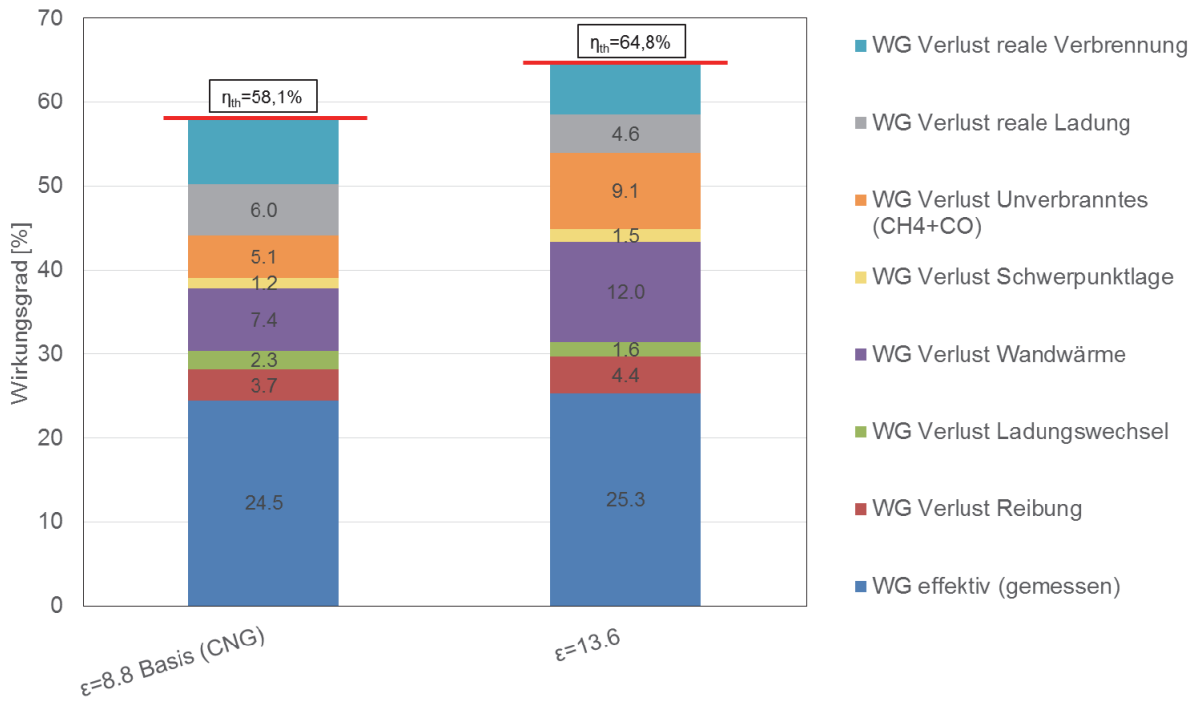

Abb. 5-8: Wirkungsgradaufteilung Verdichtungserhöhung auf ε = 13,6; 2000 min^{-1} p_{mi} = 4,7 bar

Die Möglichkeit der Reibungsreduzierung steht im Fokus der Verbrennungsmotorenentwicklung, ist jedoch im Zuge dieser Untersuchungen von untergeordneter Rolle und muss als zukünftiges Potential ausgewiesen werden. Die Wandwärmeverluste nach Gl. (3-6) sind einerseits vom Wärmeübergangskoeffizienten, von der Brennraumoberfläche und vom Temperaturgradienten abhängig und stellen bei der Berechnung, basierend auf Modellvorstellungen, eine Näherung dar, wodurch eine gewisse Unsicherheit im direkten Vergleich der beiden Verdichtungen in Abb. 5-8 verbleibt. Der Temperaturgradient kann durch eine Erhöhung der Kühlmitteltemperatur reduziert werden, was jedoch eine Erhöhung der thermischen Bauteilbelastung zur Folge hat. Auf den Wärmeübergangskoeffizienten kann kein wesentlicher Einfluss genommen werden. Die Reduktion der Brennraumoberfläche ist an ein niedrigeres Verdichtungsverhältnis bei gegebener Motorgeometrie gekoppelt (siehe auch Abb. 4-6). Eine Reduktion dieses Verlustanteils ist jedoch zu untersuchen. Die Optimierung der Gemischbildung zur Reduktion der unverbrannten Kraftstoffanteile sowie Beschleunigung der Verbrennung stehen zudem im Fokus. Die Verbrennungsschwerpunktlage wurde bereits wirkungsgradoptimal eingestellt, sodass hier kein weiteres Potential zu erschließen ist. Auf die Ladungswechselverluste kann über die Wahl der Steuerzeiten sowie eine geänderte Nockenwellenauslegung Einfluss genommen werden.

5.3 Steuerzeiteneinfluss

Durch die Verstellung der Phasenlage der Einlassnockenwelle, wie in Kap. 4.5 beschrieben, wird während der Ventilüberscheidungsphase verbrannte Zylinderladung in das Saugrohr zurückgeschoben und verdünnt die Zylinderladung in der anschließenden Ansaugphase. In Abb. 5-9 ist dieser Effekt dargestellt. Ohne Ventilüberschneidung liegt der berechnete Restgasgehalt in dem betrachteten Teillastpunkt bei etwa 6 %. Mit zunehmender Ventilüberschneidung besteht die Zylinderladung aus über 20 % Restgas. Mittels dieser Maßnahme muss zur Einhaltung des Betriebspunktes ein höherer Saugrohrdruck eingestellt werden. Der Motor wird entdrosselt. Mit steigender Ladungsverdünnung nimmt jedoch die Brenndauer zu und die Laufruhe, ausgedrückt durch einen steigenden COV_{pmi}, ab.

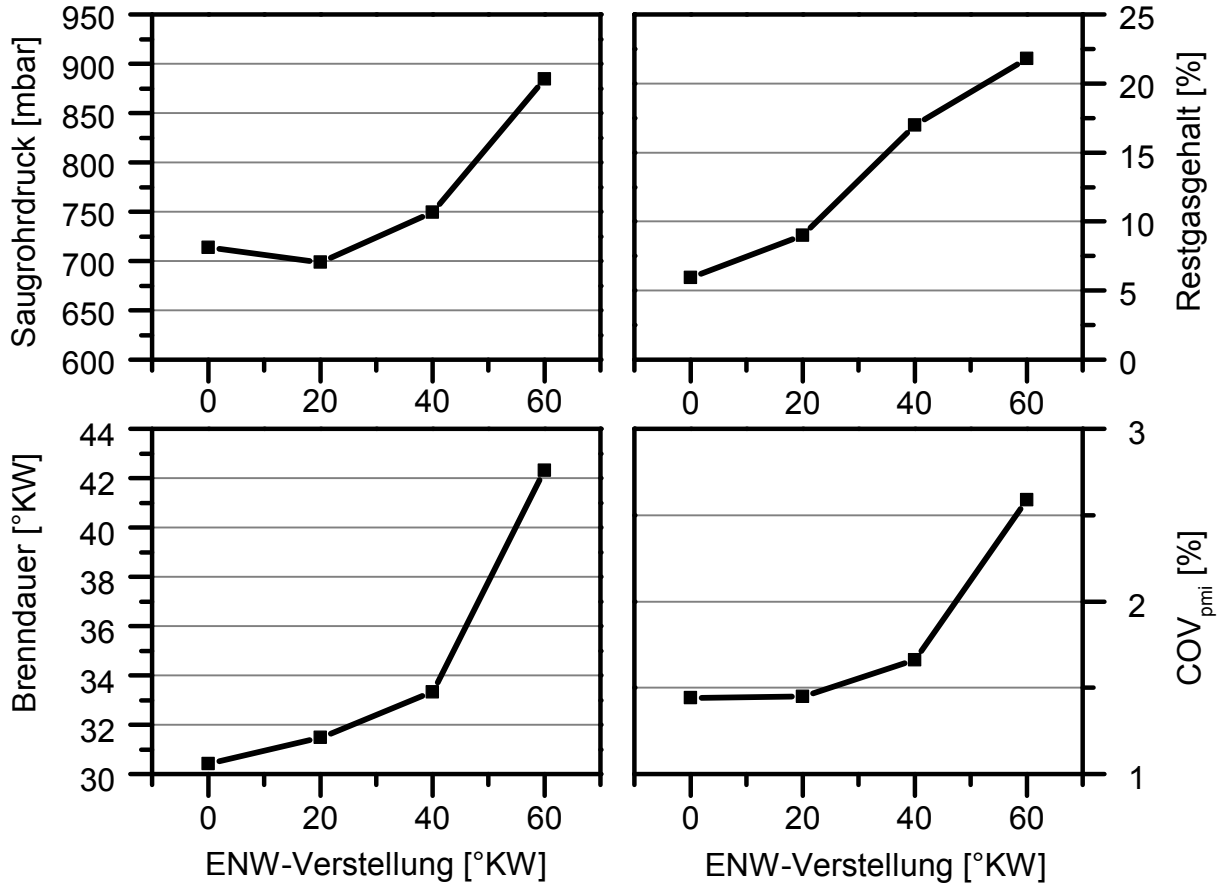

Abb. 5-9: Interne Abgasrückführung mittels Einlassnockenwellenverstellung bei 2000 min^{-1}, p_{mi} = 4,7 bar

Die Betrachtung der berechneten Wirkungsgradverluste auf Grund Ventilüberschneidung ist in Abb. 5-10 dargestellt. Die starke Entdrosselung durch frühes Einlassventil öffnen verringert den Ladungswechselverlust, erhöht jedoch im Wesentlichen den Anteil an unverbrannten Komponenten. Es kann durch diese Maßnahme ein effektiver Wirkungsgrad-

vorteil von 0,3 % nachgewiesen werden. Der Verträglichkeit an Restgas im stöchiometrischen Erdgas-Luft Gemisch sind enge Grenzen gesetzt. Wie in [105] untersucht, ist die Restgasverträglichkeit sehr stark von den Motorgegebenheiten wie Ladungsbewegung, Gemischaufbereitung und letztlich auch von der Brennraumgeometrie abhängig. So kommt es hin zu niedrigeren Lasten in dieser Motorkonfiguration bereits unter 20 % Restgasgehalt zu Zündaussetzern.

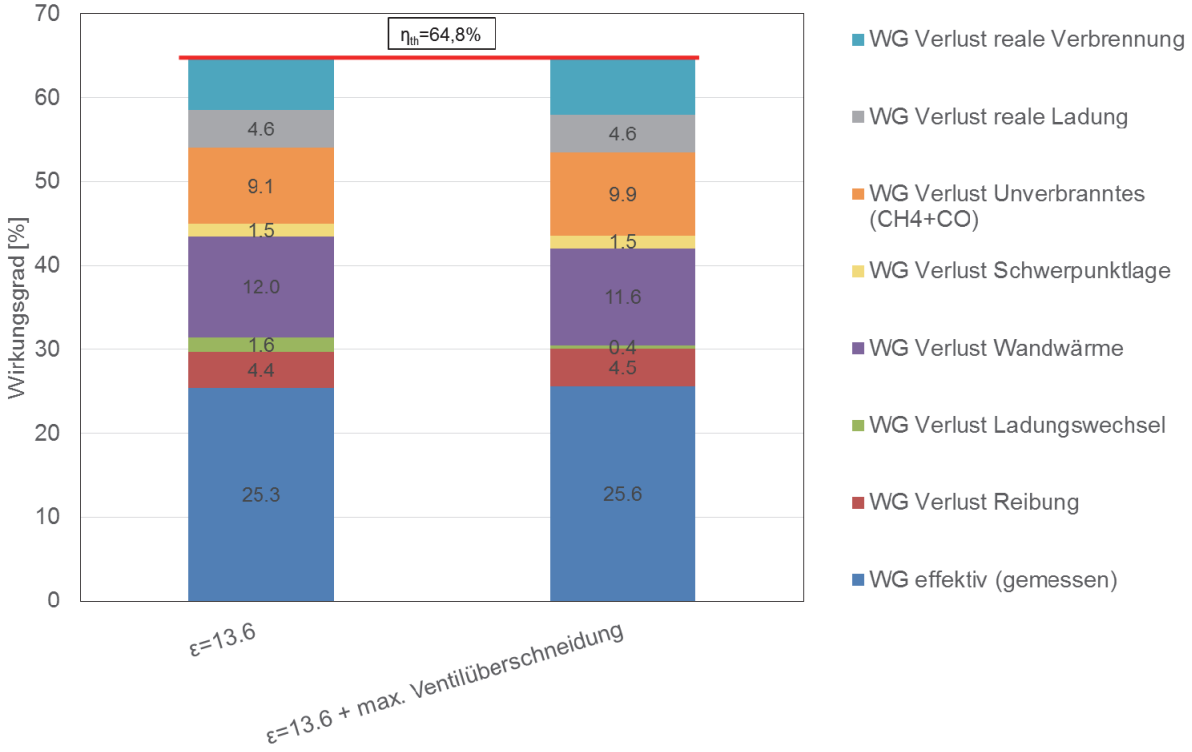

Abb. 5-10: Wirkungsgradaufteilung Einlassnockenwellenverstellung ε = 13,6; 2000 min^{-1}, p_{mi} = 4,7 bar

5.4 Optimierung der Gemischbildung

Durch den Ringspalt des Injektors und die vorgegebene symmetrische Einbringung des Erdgases in den Brennraum entlang der um 40° geneigten Injektorachse im Zylinderkopf ist ein strahlgeführtes Schichtbrennverfahren nicht möglich (siehe Abb. 5-11). Daher ist die Homogenisierung des Gemisches eine wichtige Stellgröße für das Brennverhalten. Eine verbesserte Gemischaufbereitung zeigt sich bei frühen Einblaszeitpunkten, bei denen die einströmende Luftmasse den Gasstrahl erfasst (Kap. 5.1.3). Die Querschnittsfläche der Einlasskanäle ist prinzipiell volllasttauglich dimensioniert, was jedoch bei niedrigen Motorbetriebspunkten zu niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten über das Einlassventil führt und eine unzureichende Homogenisierung des Gemisches zur Folge hat.

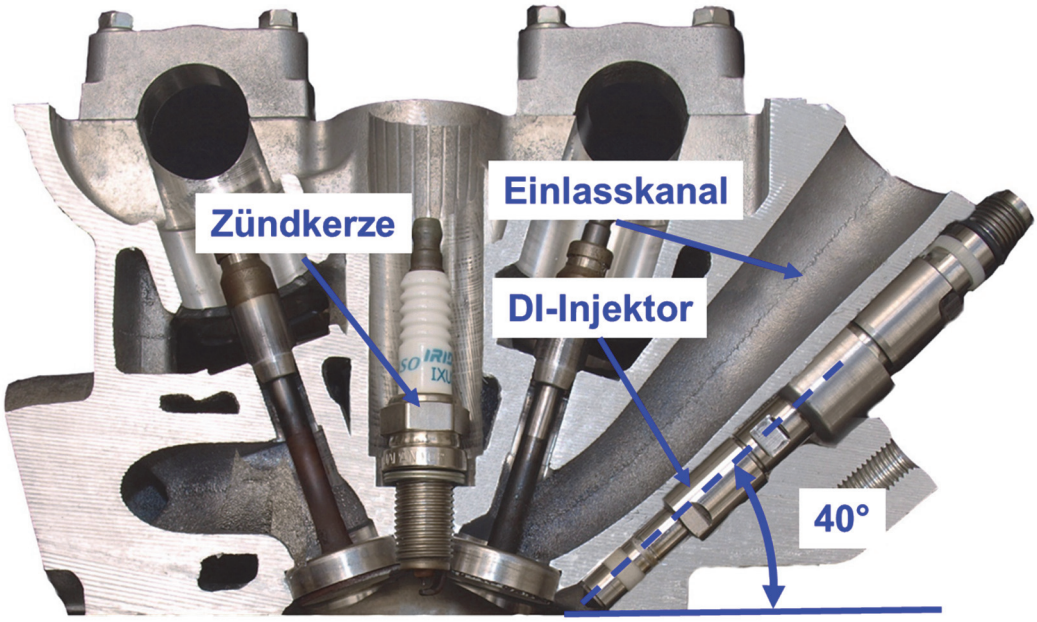

Abb. 5-11: schematische Darstellung der Injektorlage im geschnittenen Zylinderkopf

5.4.1 Kanalabschaltung

Bei zwei getrennt ausgeführten Einlasskanälen besteht die Möglichkeit während der Teillast einen Einlasskanal von der Luftversorgung abzutrennen. Für Versuchszwecke wurde bei diesen Untersuchungen eine modifizierte Saugrohrdichtung als Abschaltorgan verwendet. Die Geschwindigkeit der einströmenden Luftmasse in den Zylinder wird durch diese Maßnahme signifikant gesteigert wie in Abb. 5-12 mittels Simulation gezeigt. Zudem wird durch die außermittige Lufteinbringung eine erhöhte Ladungsbewegung im Brennraum erzeugt. Dies resultiert üblicherweise in verbesserter Gemischbildung mit verkürzten Brenndauern und erhöhter Restgasverträglichkeit [106].

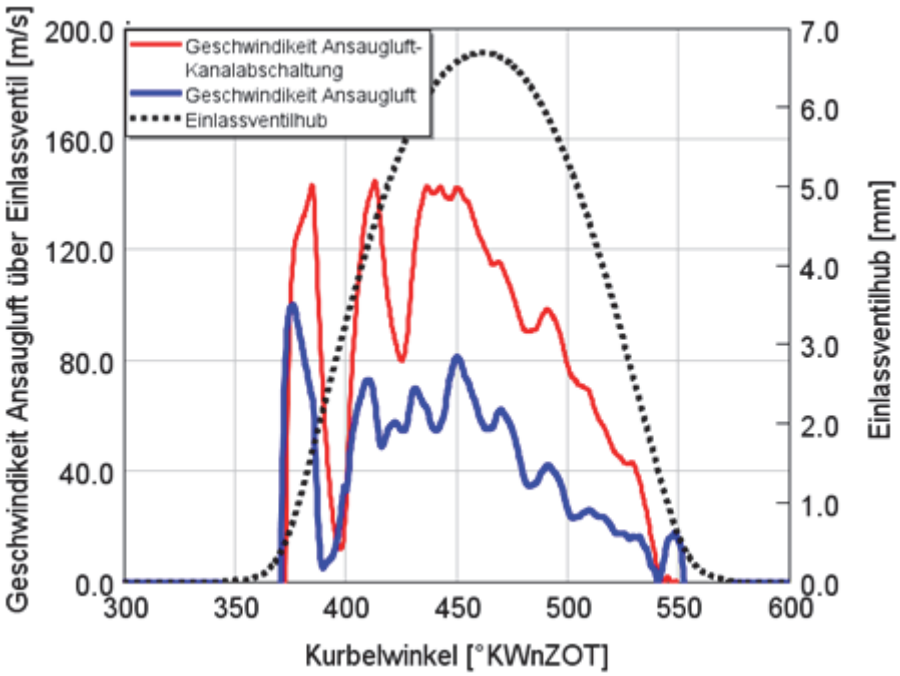

Abb. 5-12: Geschwindigkeit der in den Brennraum über das Einlassventil strömenden Ansaugluft im Vergleich zur Kanalabschaltung (simuliert); 2000 min^{-1}, p_{mi} = 4,7 bar

In Abb. 5-13 sind drei niedrige Lastpunkte bei verschiedenen Motordrehzahlen dargestellt. Der Einfluss der Kanalabschaltung wirkt sich vor allem bei niedrigen Motordrehzahlen und Lasten aus, da mit steigender Drehzahl auch das Turbulenzniveau ansteigt.
Bei den in Abb. 5-13 gezeigten Lastpunkten zeigt sich durchgehend eine signifikante Reduktion der Brenndauer, unabhängig von der Motordrehzahl. Mit steigender Motordrehzahl kann noch ein geringer Vorteil in den CH_4-Emissionen festgestellt werden. Der Kraftstoffverbrauch reduziert sich bei den betrachteten Punkten auf Grund der Kanalabschaltung um ca. 0,8 %. Um dieses System in einem Fahrzeug umzusetzen, muss ein schaltbares Element in das Saugrohr integriert werden, um im Motorbetrieb lastpunktabhängig den Ansaugquerschnitt freizugeben. Aus Gewichtsgesichtspunkten entspricht dieses System nicht den Anforderungen an die in diesem Projekt zu erfüllenden Fahrzeugvorgaben. Eine weitergehende Untersuchung, um die Gemischhomogenität zu verbessern und Drosselverluste zu minimieren ist eine geänderte Auslegung der Einlassnockenwelle.

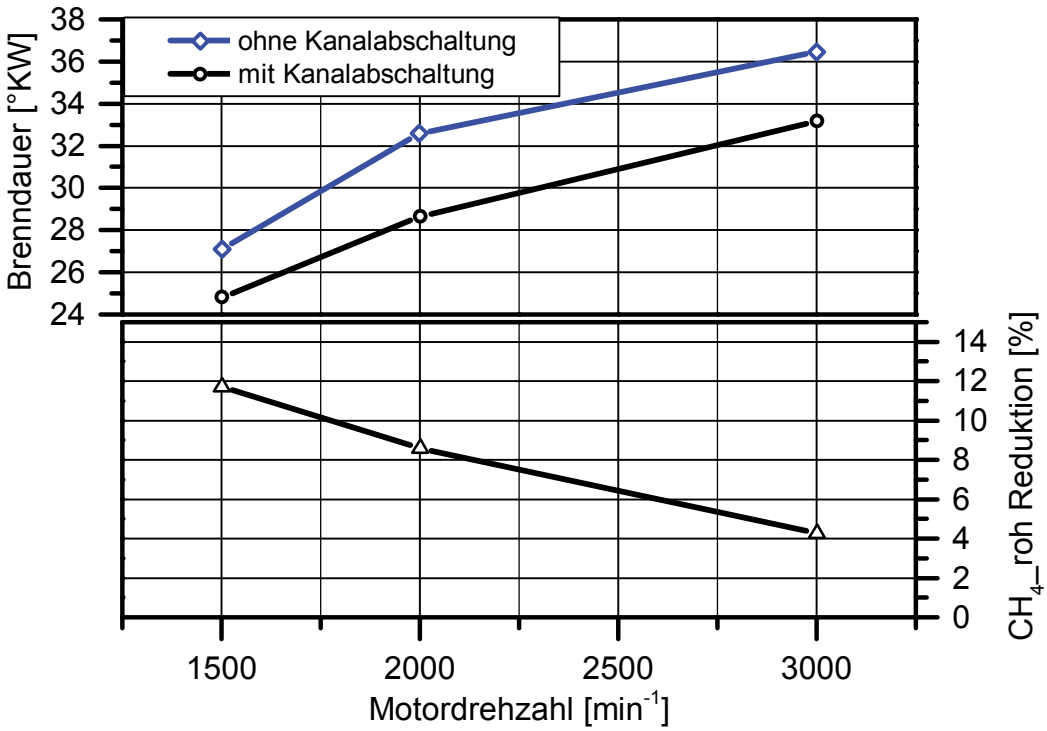

Abb. 5-13: gemessene Auswirkungen der Kanalabschaltung bei unterer Teillast

5.4.2 Verschränkung der Einlassnockenwellenkontur

Im Allgemeinen (aber eigentlich nicht korrekt) wird das Schließen des Einlassventils nach dem unteren Totpunkt als Atkinsonzyklus bezeichnet. Durch dieses Verfahren wird durch den sich bereits in der Kompressionsphase befindlichen Kolben Ladungsmasse aus dem Brennraum zurück in das Saugrohr geschoben. In Abb. 5-14 ist links ein vereinfachter Standardzyklus dargestellt. Das Einlassventil schließt im unteren Totpunkt und die Kompressions- und Expansionsphase des Motors überschreitet den gleichen Kolbenhub. Im Atkinsonzyklus (Abb. 5-14 rechts) befindet sich der Kolben bereits in der Kompressionsphase und das Einlassventil schließt, nachdem bereits Ladungsmasse in das Saugrohr zurückgeschoben wurde. Dadurch wird das effektive Verdichtungsverhältnis abgesenkt. Die Expansionsphase gleicht jedoch der des Standardmotors.

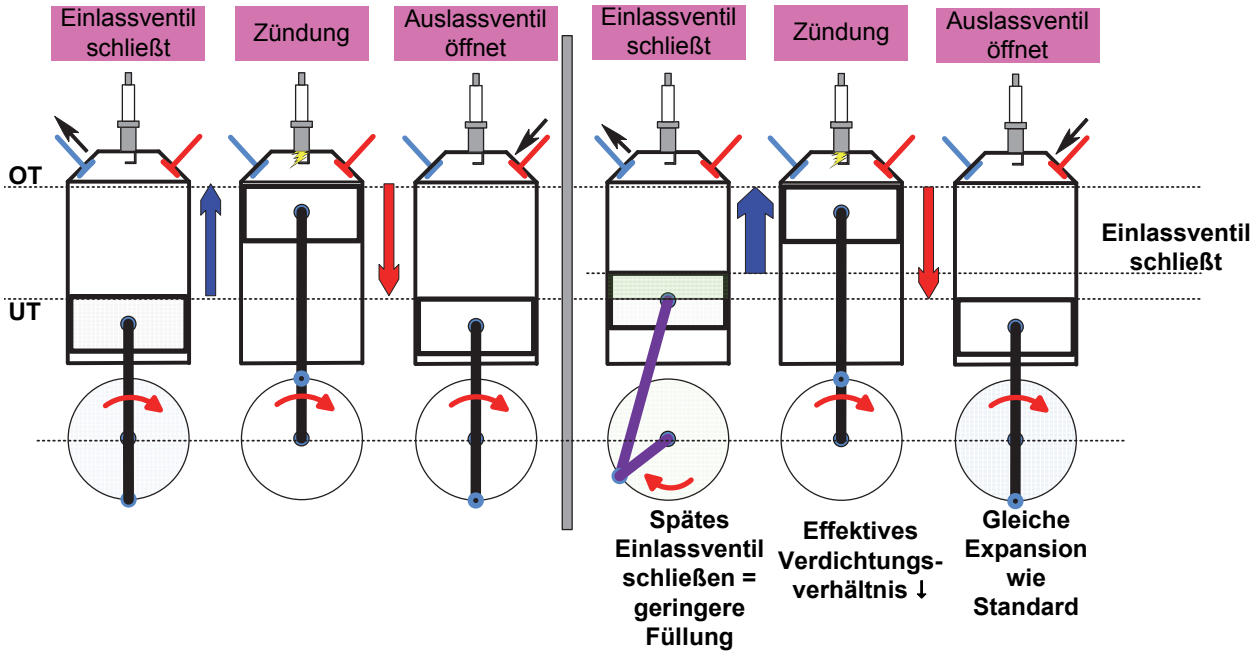

Abb. 5-14: Prinzipdarstellung Standard-Atkinson-Zyklus

Die Umsetzung des Atkinson Zyklus bei 2 Einlassventilen pro Zylinder lässt die Möglichkeit des zeitlichen Versatzes der Ventilhubkurven zu. Die simulative Bewertung in Abb. 5-15 unterschiedlicher Auslegungen hinsichtlich Effizienzsteigerung in der Teillast, jedoch ohne Drehmomentreduktion in der Volllast, ergab eine Beibehaltung der originalen Nockenkontur, jedoch zeitlich nach spät versetzten Nockenkontur des zweiten Einlassventils (siehe auch Abb. 5-16). Die Bewertung unterschiedlicher Einlassnockenwellenauslegungen ergab bei einer um 45°KW verdrehten Nockenkontur im Betriebspunkt 2000 min^{-1} p_{me} = 4 bar eine Verbrauchsreduktion um 2,2 %, bei der 60 °KW verschränkten Variante 2,7 %, wobei die Ladungswechselarbeit in diesem Teillastpunkt um über 20 % reduziert werden kann. Durch die Möglichkeit der Phasenverstellung mit Scavenging und verlängerter Ventilöffnungsdauer zeigte sich hinsichtlich Volllast bei 2000 min^{-1}, in der 45 °KW verschränkten Variante, ein Mitteldruckpotential auf Grund der verlängerten Ventilöffnungsdauer. Die 60 °KW verschränkte Auslegung ist als grenzwertig einzustufen. Das Fenster zur Einbringung des Kraftstoffes nach Einlassventil schließt in der Volllast ist bei dieser Auslegung nur bei höheren Einblasdrücken ausreichend. Sie zeigt in der Teillast zwar das größte Potential, durch das starke Ausschieben der Ladung in der Verdichtungsphase kann jedoch davon ausgegangen werden, dass es zum Übersprechen von Ladung in die anderen Zylinder kommt. Die Variante 30 °KW verschränkte Einlassnockenwelle liefert im Vergleich zu den beiden anderen Varianten eine Verbrauchsreduktion in der Teillast sowie eine geringfügige Anhebung des LowEnd Torque, stellt jedoch keine „optimale“ Auslegung dar.

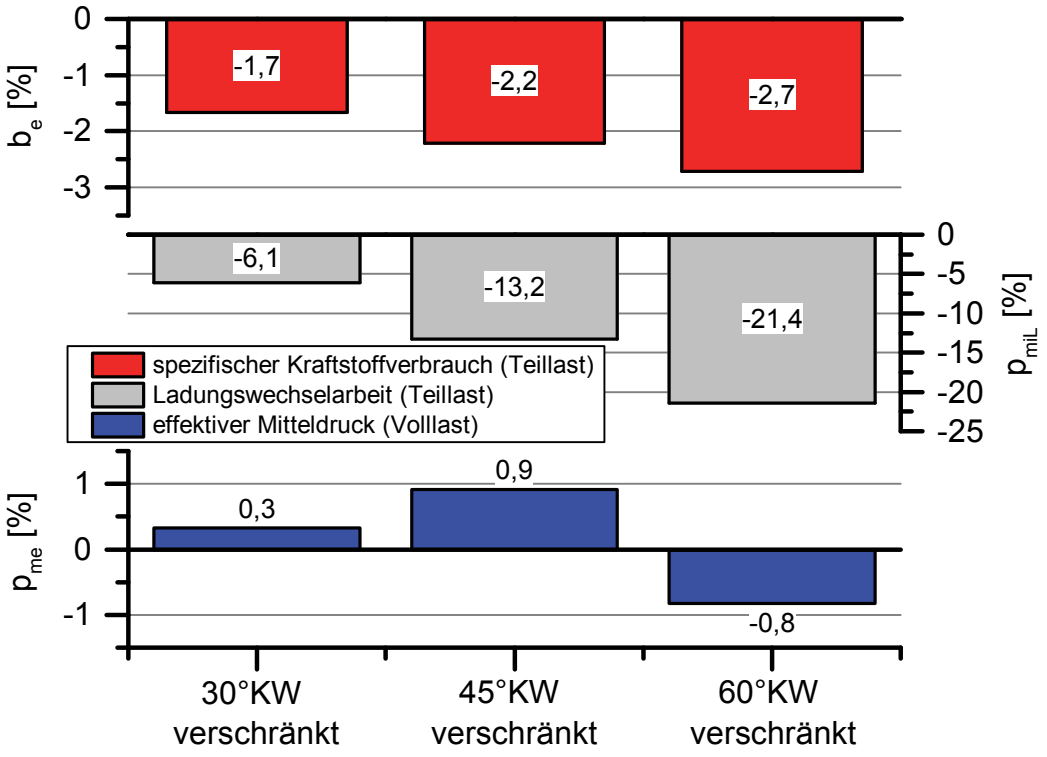

Abb. 5-15: simulative Bewertung unterschiedlicher Einlassnockenwellenverschränkungen; 2000 min^{-1}, p_{me} = 4 bar und Volllast

Für die Motorversuche werden, basierend auf den Simulationsergebnissen, die Variante mit 45 °KW und die grenzwertig bewertete Variante mit 60 °KW verschränkten Einlassnockenwellen gefertigt.

Wie in Kap. 5.4.1 gezeigt, kann durch die Intensivierung der Ladungsbewegung die Verbrennung deutlich beschleunigt werden. Vor allem im Bereich des Einlassventilöffnens treten hohe Ladungsgeschwindigkeiten auf. Dieser Effekt wird durch die Verschränkung der Einlassnocken genutzt, um eine verbesserte Ladungsbewegung zu generieren. Die Ventilhubkurve des ersten Einlassventils entspricht dabei der Auslegung der symmetrischen Nockenwelle. Die zweite Ventilhubkurve wurde um 22,5° bzw. 30° bezogen auf die Nockenwelle verdreht, so dass sich in Summe eine längere Gesamtventilöffnungszeit um 45° bzw. 60° Kurbelwinkel ergibt. In Abb. 5-16 sind die 3 untersuchten Einlassnockenwellenvarianten abgebildet. Die symmetrische Einlassnockenwelle links, bei der die beiden Einlassventile pro Zylinder synchron betätigt werden. Die beiden anderen Varianten betätigen die Einlassventile winkelversetzt.

Abb. 5-16: Nockenwellenvarianten
Links: symmetrische Einlassnockenwelle
Mitte: 45 °KW verschränkte Einlassnockenwelle
Rechts: 60 °KW verschränkte Einlassnockenwelle

Abb. 5-17 zeigt die aus der Verschränkung resultierenden Ventilhebungskurven der Variante 45 °KW verschränkte Einlassnockenwelle und den simulierten Massenstrom beim Betriebspunkt 2000 min^{-1} und p_{mi} = 4,7 bar über den Ventilhub.
Durch das späte Schließen des zweiten Einlassventils (EV2) (Abb. 5-17 links) wird Ladungsmasse wieder aus dem Brennraum zurück in das Saugrohr geschoben. Durch die Kombination aus Verschränkung der genannten Nockenwelle (angegeben relativ in °KW) und Phasenverstellung der Einlassnockenwelle ergibt sich die in Abb. 5-17 rechts dargestellte Steuerzeit. Dadurch wird verbrannte Brennraumladung vor dem Ansaughub über das erste Einlassventil (EV1) in das Saugrohr zurückgeschoben. Ein Ausschieben von Frischladung findet in dieser Konfiguration nicht statt. Somit lässt diese Auslegung der Einlassnockenwelle in Verbindung mit der Phasenverstellung zwei prinzipielle Entdrosselungsmöglichkeiten zu, erstens über das Ausschieben von Frischgasladung und somit Verminderung des Liefergrades, andererseits durch die Verdünnung der Frischgasladung mittels Restgas.

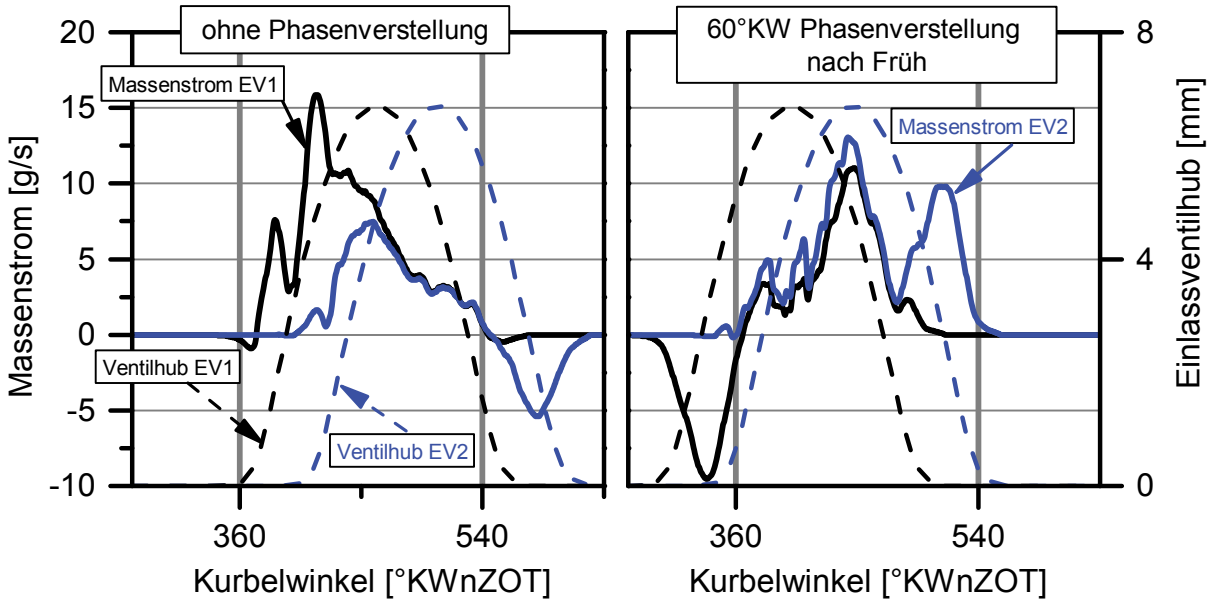

Abb. 5-17: Massenstrom (simuliert) 45°KW verschränkte Nockenwelle; 2000 min^{-1}, p_{mi} = 4,7bar
Links: ohne Einlassnockenwellenverstellung;
Rechts: mit 60 °KW Einlassnockenwellenverstellung

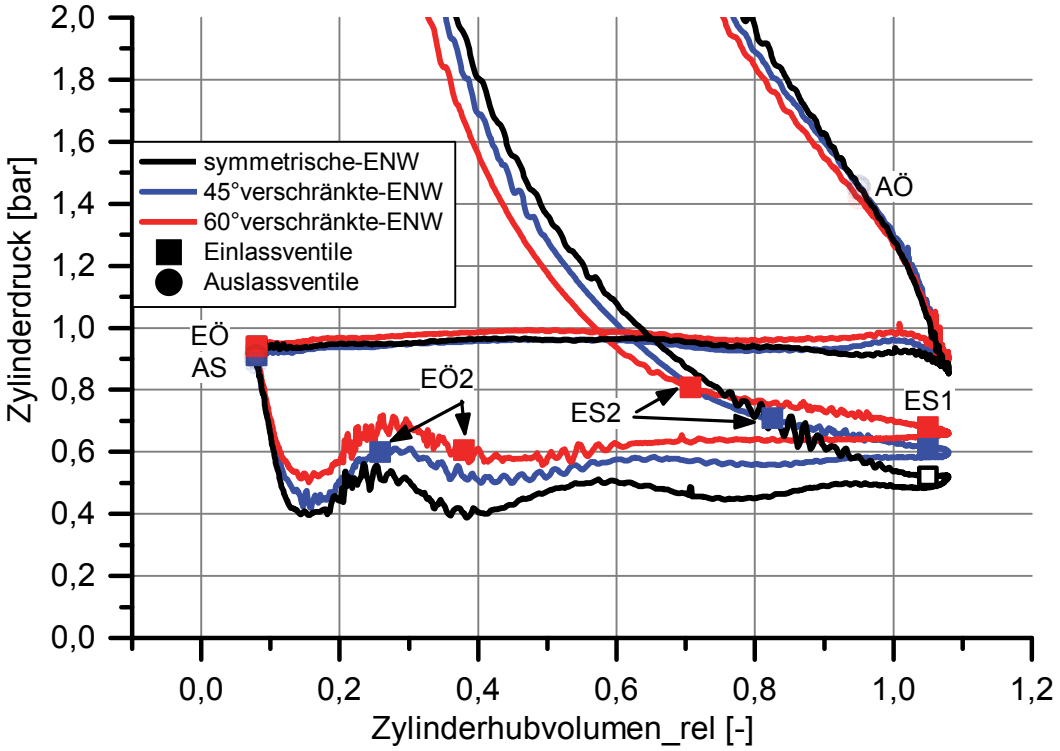

Abb. 5-18: Vergleich Ladungswechsel verschiedener Nockenwellen; 2000 min^{-1}, p_{mi} = 2,7 bar

Ein Vergleich des Ladungswechsels in Abb. 5-18 zeigt die unterschiedlichen Ladungswechselvorgänge mit symmetrischer, sowie den beiden Varianten mit verschränkter Einlassnockenwelle bei einem unteren Teillastpunkt ohne Einlassnockenwellenverstellung. Der Zylinderdruck zwischen Auslassventil öffnet (AÖ) und Auslassventil schließt (AS) ist bei allen Varianten auf annähernd gleichem Niveau. Durch den Betrieb mit offenen Wastegate des Abgasturboladers in der Teillast wird die verbrannte Ladung gegen Umgebungsdruck ausgeschoben. Resultierend aus dem Zurückschieben der Frischladung zwischen Einlassventil schließt des ersten Ventils (ES1) und des zweiten Ventils (ES2) wird eine geringere Fläche für den Ladungswechsel eingeschlossen, was den Verlust für den Austausch der Gasmassen beschreibt. Bei der symmetrischen Nockenwelle muss die Ladungsmasse über die Verringerung des Saugrohrdrucks adjustiert werden und führt somit zu größeren Verlusten.
In Abb. 5-19 ist der Teillastbetrieb mit den 3 Einlassnockenwellenvarianten gegenübergestellt. Der Motor kann mit der 60 °KW verschränkten Einlassnockenwelle in diesem Teillastbetriebspunkt fast vollständig entdrosselt betrieben werden. Im Vergleich zur symmetrischen Einlassnockenwelle beträgt der Saugrohrdruckunterschied etwa 200 mbar. Der simulierte Restgasgehalt steigt mit zunehmender Einlassnockenwellenverstellung an. Dadurch kann eine Entdrosselung mit der symmetrischen Einlassnockenwelle erfolgen. Dies geht jedoch einher mit einer ansteigenden Brenndauer und einem Anstieg des Variationskoeffizienten. Bei den verschränkten Einlassnockenwellen kann ein Übergang von Ausschieben von Frischladung hin zur Entdrosselung über Restgasanstieg beobachtet werden. Trotz ähnlicher Restgasgehalte liegen die Brenndauern deutlich unter denen der symmetrischen Einlassnockenwelle. Die verschränkte Auslegung der Einlassnockenwelle zeigt einerseits eine starke Entdrosselung im Teillastbereich mit reduzierten Brenndauern und verbesserter Restgasverträglichkeit. Andererseits führt das starke Ausschieben von Ladungsmasse bei der 60 °KW verschränkten Einlassnockenwelle zum Rückströmen von ~40 % des Zylinderhubvolumens in das Saugrohr und somit zur Interaktion der einzelnen Zylinder mit schwer kontrollierbarer Zylinderlast- und Luftzahlproblematik. Der Vergleich mit der simulierten Vorauslegung der Einlassnockenwellen und der erwarteten verbesserten Gemischaufbereitung wird durch die Messungen sehr gut bestätigt. Die berechnete Verbrauchsreduktion (siehe Abb. 5-15) liegt wie bei den Messungen im Bereich von 2 – 3 %, bezogen auf die symmetrische Einlassnockenwelle ohne Phasenverstellung.

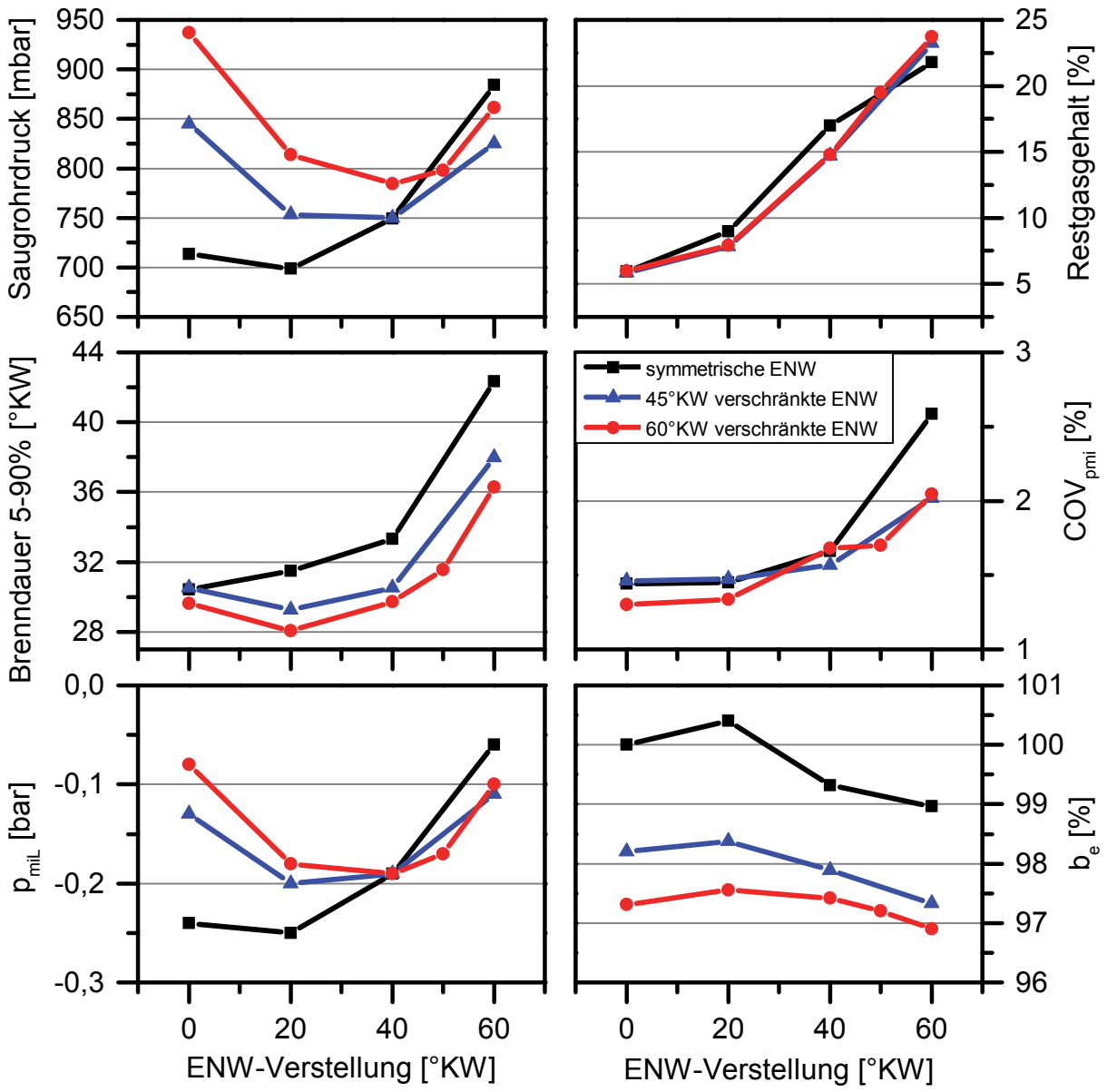

Abb. 5-19: Variation des Einlassnockenwellenverstellwinkels bei symmetrischer und verschränkten Einlassnockenwellen; 2000 min^{-1} p_{mi} = 4,7 bar

5.5 Verringerung des Verdichtungsverhältnisses von 13,6 auf 12,0

Es hat sich gezeigt, dass die ungünstige Brennraumgeometrie wesentlichen Einfluss auf die Verbrennung, sowie CH_4 Emissionen hat (siehe Abb. 4-7). Der Kompromiss zwischen hoher Verdichtung und damit erreichbarem theoretischen Wirkungsgrad und Brennraumgeometrie führt bei gegebener Motorgeometrie folglich zur Verdichtungsabsenkung. Durch die Modifizierung der Kolben, dargestellt in Abb. 5-20, ergibt sich ein geometrisches Verdichtungsverhältnis von 12,0. Die Modifikation (Entfernung des rot markierten Kolbendaches) führt zu einem flachen Kolbendach mit reduzierter Oberfläche und verringerter Umlenkung der Flamme Richtung Quenchflächen (siehe Abb. 4-5).

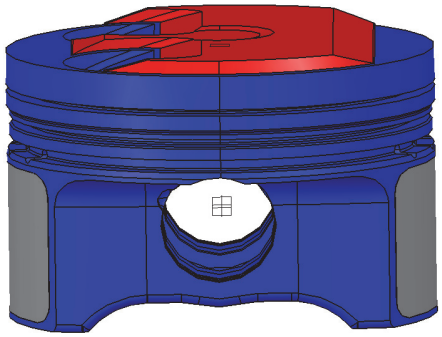

Abb. 5-20: Kolbenmodifikation von ε = 13,6 auf ε = 12,0

Durch die verringerte Expansion wird die Abgastemperatur im gesamten Kennfeldbereich leicht angehoben. In Abb. 5-21 ist die gemessene Abgastemperaturerhöhung durch die Verdichtungsabsenkung im Motorkennfeld dargestellt. Diese ergibt sich aus der Differenz der gemessenen Temperatur vor Turbine im Betrieb mit der Verdichtung 13,6 und der Verdichtung 12,0, wobei nur Betriebspunkte mit einem wirkungsgradoptimalen Verbrennungsschwerpunkt betrachtet wurden. Je nach Drehzahl und Last ergibt sich eine maximale Abgastemperaturanhebung von etwa 40 K.

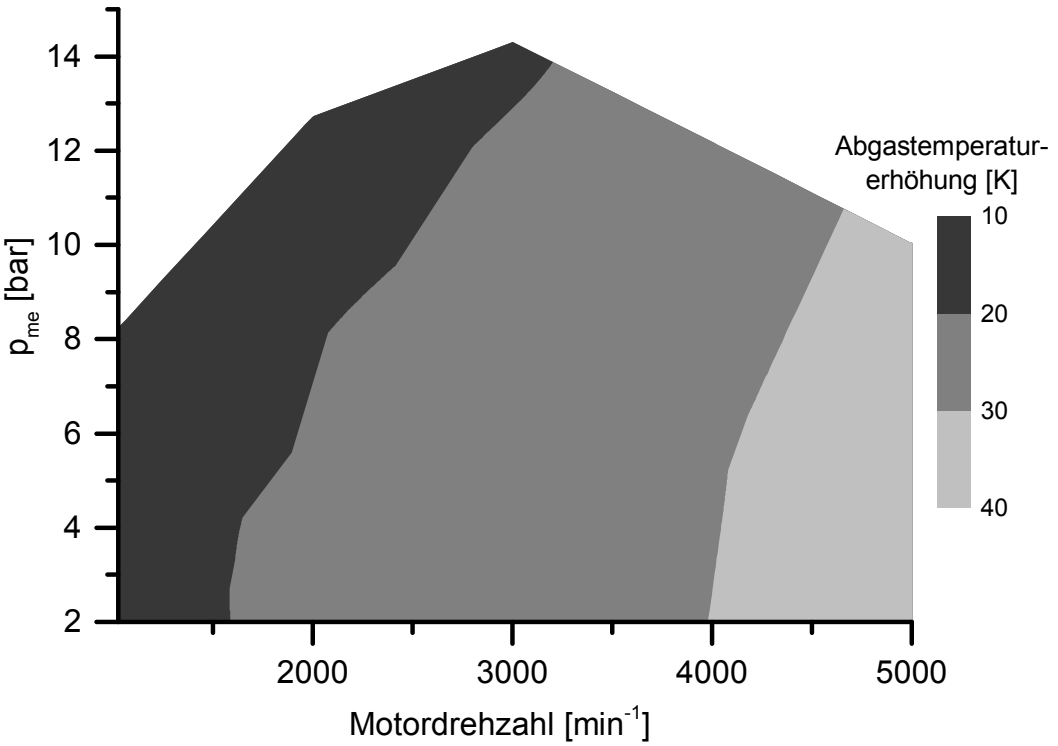

Abb. 5-21: Abgastemperaturerhöhung bei Verdichtungsabsenkung von 13,6 auf 12,0
Dargestellte Betriebspunkte mit wirkungsgradoptimalem Umsatzschwerpunkt

In Abb. 5-22 ist gezeigt, dass dieser erhöhte Verlust durch eine Reduktion der Brennraumoberfläche und dem einhergehenden Wandwärmeverlust überkompensiert wird. Wesentlich ist die Reduktion der unverbrannten Komponenten, die sich wesentlich auf den effektiven Wirkungsgrad auswirken. Dieser kann in dem betrachteten Teillastbetriebspunkt um 1,1 %-Punkte gegenüber ε = 13,6 angehoben werden, was relativ zur Ausgangsbasis (ε = 8,8) einem Gewinn von 7,8 % entspricht.

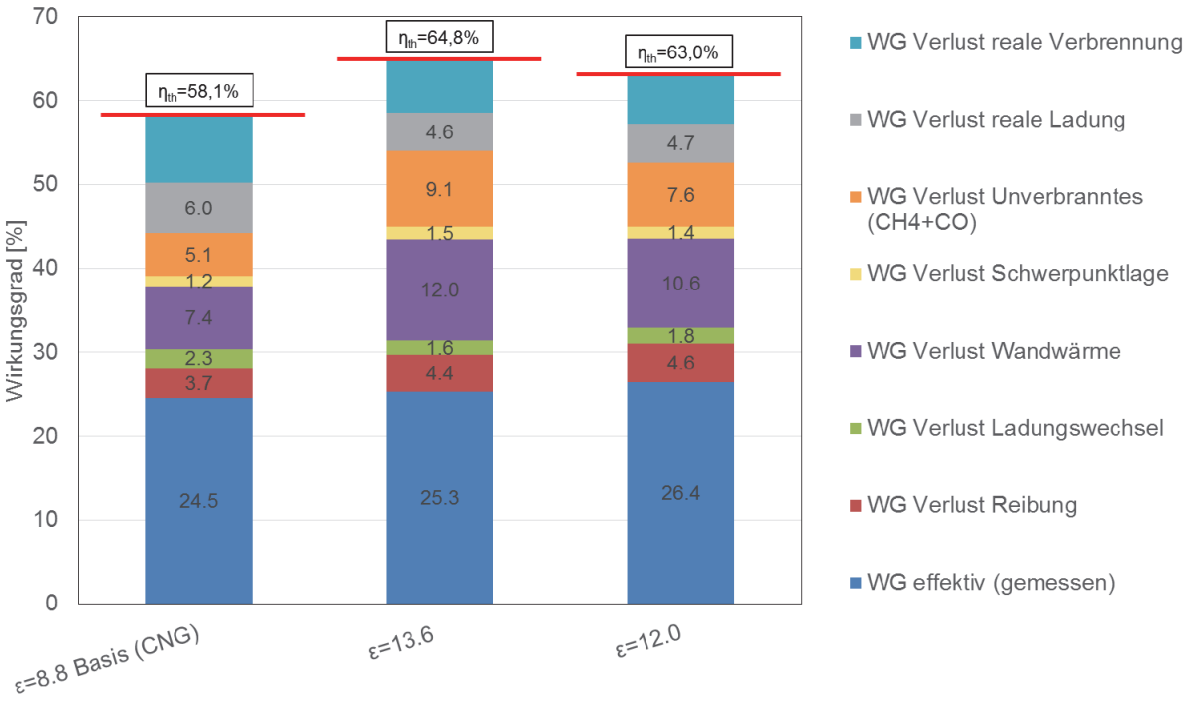

Abb. 5-22: Wirkungsgradaufteilung für die Verdichtungsoptimierung auf ε = 12,0; 2000 min^{-1}, p_{mi} = 4,7 bar

Bereits bei der Verdichtung von 13,6 wurde gezeigt, dass eine verbesserte Gemischbildung einen wesentlichen Einfluss auf den erreichbaren Wirkungsgrad hat. Die Kombination der verringerten Verdichtung mit der 45 °KW verschränkten Einlassnockenwelle zeigt nochmals deutliche Vorteile. Auf Grund der schwankenden Zylinderlastverteilung bei der 60 °KW verschränkten Einlassnockenwelle und der Einschränkungen im Volllastbetrieb (siehe Kap. 6.7) wurde diese Variante nicht weiter untersucht.
Durch die Implementierung der 45 °KW verschränkten Einlassnockenwelle kann der effektive Wirkungsgrad im betrachteten Betriebspunkt (siehe Abb. 5-23) um weitere 0,6 % Punkte angehoben werden. Dies ist vor allem auf die geringeren Ladungswechselverluste sowie die weitere Reduktion der unverbrannten Komponenten zurückzuführen. Durch die Einlassnockenwellenverstellung und die damit einhergehende Erhöhung des Restgasgehaltes können weitere 0,5 % Punkte an effektivem Wirkungsgrad gewonnen werden. Der höhere Restgasgehalt wirkt sich negativ auf die Verbrennungsdauer aus,

bewirkt andererseits eine Reduktion der unverbrannten Anteile. Durch die Variabilität der Einlassnockenwelle, verschränkter Einlassnockenwelle und hoher Verdichtung kann ein Großteil des theoretischen Potentials erschlossen werden.

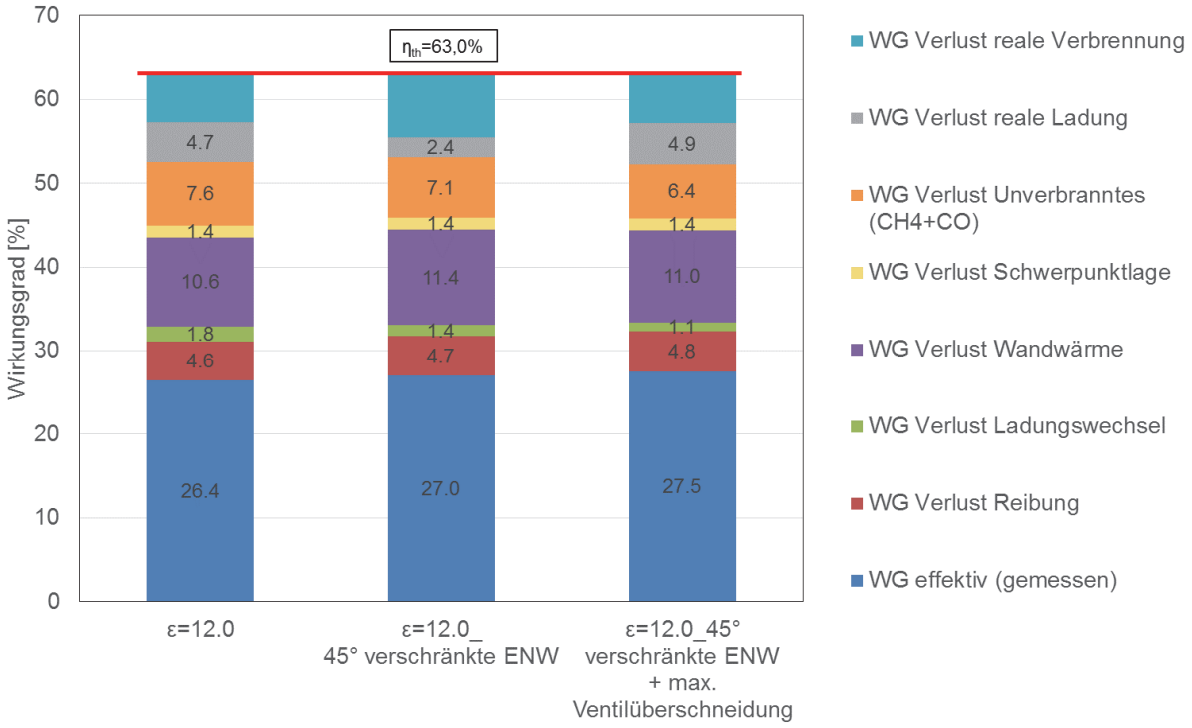

Abb. 5-23: Wirkungsgradaufteilung ε = 12,0 und 45 °KW verschränkter Einlassnockenwelle, 2000 min^{-1}, p_{mi} = 4,7 bar

Die dargestellten Ergebnisse basieren auf den Untersuchungen mit CNG Direkteinblasung, wobei eine Übertragung auf den Benzinbetrieb, vor allem in der Teillast möglich ist. Die Verdichtungserhöhung resultiert in einem hohen Oberflächen-Volumen Verhältnis (siehe Abb. 4-5), wobei dies vom eingesetzten Kraftstoff unabhängig ist, die Problematik vor allem im Erdgasbetrieb hinsichtlich Methanemissionen aber erhöht. Die Eigenschaft der hohen Zündtemperatur führt zu einem verstärkten Flammenlöschen an der Brennraumwand bzw. an Spalten. Die Entdrosselung des Motors über Erhöhung des Restgasgehaltes und/oder Atkinson Zyklus sowie eine gezielte Erhöhung der Ladungsbewegung ist ebenfalls unabhängig vom Brennverfahren. So wird in der Teillast durch Klappenmechanismen eine Turbulenzerhöhung in Serienbenzinmotoren und Variabilitäten im Ventiltrieb bereits erfolgreich umgesetzt. Verdichtungsverhältnisse von 12,0 und 13,6 kombiniert mit wirkungsgradoptimalen Verbrennungslagen sind jedoch hinsichtlich irregulärer Verbrennungen im Benzinbetrieb kaum umsetzbar, wodurch sich ein klarer Vorteil für den Erdgasbetrieb erschließt.

Die interne Abgasrückführung und dementsprechende Ladungsverdünnung zeigt deutliche Vorteile hinsichtlich effektivem Wirkungsgrad. In [51] wird durch unterschiedliche

Zündsysteme im Benzinbetrieb Einfluss auf die Ladungsverdünnung genommen. Im Erdgasbetrieb ist der Einfluss des Zündsystems noch weitgehend unberücksichtigt. Im folgenden Kapitel wird demnach untersucht, ob bei diesem Motor und Brennverfahren durch ein leistungsstarkes Zündsystem eine weitere Ladungsverdünnung möglich ist.

5.6 Einfluss des Zündsystems zur Erweiterung des Grenzbereiches

Eine maximale Ventilüberschneidung in der Teillast entdrosselt den Motor und reduziert die Ladungswechselverluste, was den Kraftstoffverbrauch reduziert. Jedoch steigt der Restgasgehalt im Brennraum im Zuge der Ventilüberschneidung auf über 20% an. Dadurch verlängern sich die Brenndauer sowie die Entflammungsdauer, was schließlich zu Zündaussetzern führt. Im Folgenden wird untersucht, ob der Einsatz eines verbesserten Zündsystems einen höheren Restgasanteil zulässt und bei welchen Betriebszuständen ein signifikanter Vorteil eines energiestärkeren Zündsystems zu erkennen ist.
Das Coupled Multi-Charge Ignition Zündsystem (CMC) der Fa. Delphi, das mit einer Zweispulentechnik einen energiereichen Zündfunken kontinuierlich aufrecht erhält ist in Abb. 5-24 mit einem Einfachfunkenzündsystem (SC), ebenfalls von der Fa. Delphi, verglichen. Die untersuchten Zündsysteme sind in [107] spezifiziert. Die Ladedauer des Einfachfunkenzündsystems wurde auf 2,3 ms bzw. 1,6 ms, die Brenndauer des kontinuierlichen Zündsystems auf 3,5 ms, festgelegt. Über die Ladedauer des Einfachfunkenzündsystems kann die Leistung an der Zündkerze eingestellt werden. Für Vergleichszwecke wurde die Ladedauer beim Betriebspunkt 1500 min^{-1}, p_{mi} = 3,7 bar auf 1,6 ms reduziert, was etwa der Energie des im CULT Projekt verwendeten Zündsystems entspricht. Das CMC-System liefert in etwa die 6-fache Energie an der Zündkerze.
Durch die interne Restgaserhöhung bei steigender Ventilüberschneidung bzw. Einlassnockenwellenverstellung wird der Motor kontinuierlich entdrosselt. Die Entflammungs- sowie Brenndauer verlängern sich analog zum Restgasgehalt (siehe auch Abb. 5-19). Ein signifikanter Einfluss des Zündsystems kann in diesem Bereich der Ladungsverdünnung nicht nachgewiesen werden. Sowohl die unverbrannten Kohlenwasserstoff- als auch die Stickoxidemissionen sind als konstant zu bewerten. Alleine die Varianz des indizierten Mitteldrucks ist mit dem innovativen Zündsystem bei großer Ventilüberschneidung leicht reduziert. Die untersuchten Zündsysteme haben jedoch keinen merklichen Einfluss bei stöchiometrischem Gemisch und rein interner Abgasrückführung mit einem Restgasanteil von max. ~22 % (siehe Abb. 5-9). Diese Ergebnisse sind, wie in [107] untersucht, qualitativ auch auf den Benzinbetrieb zu übertragen. Der Einfluss des Zündsystems bei stöchiometrischem, homogenem Gemisch und moderaten Restgasanteilen ist marginal.

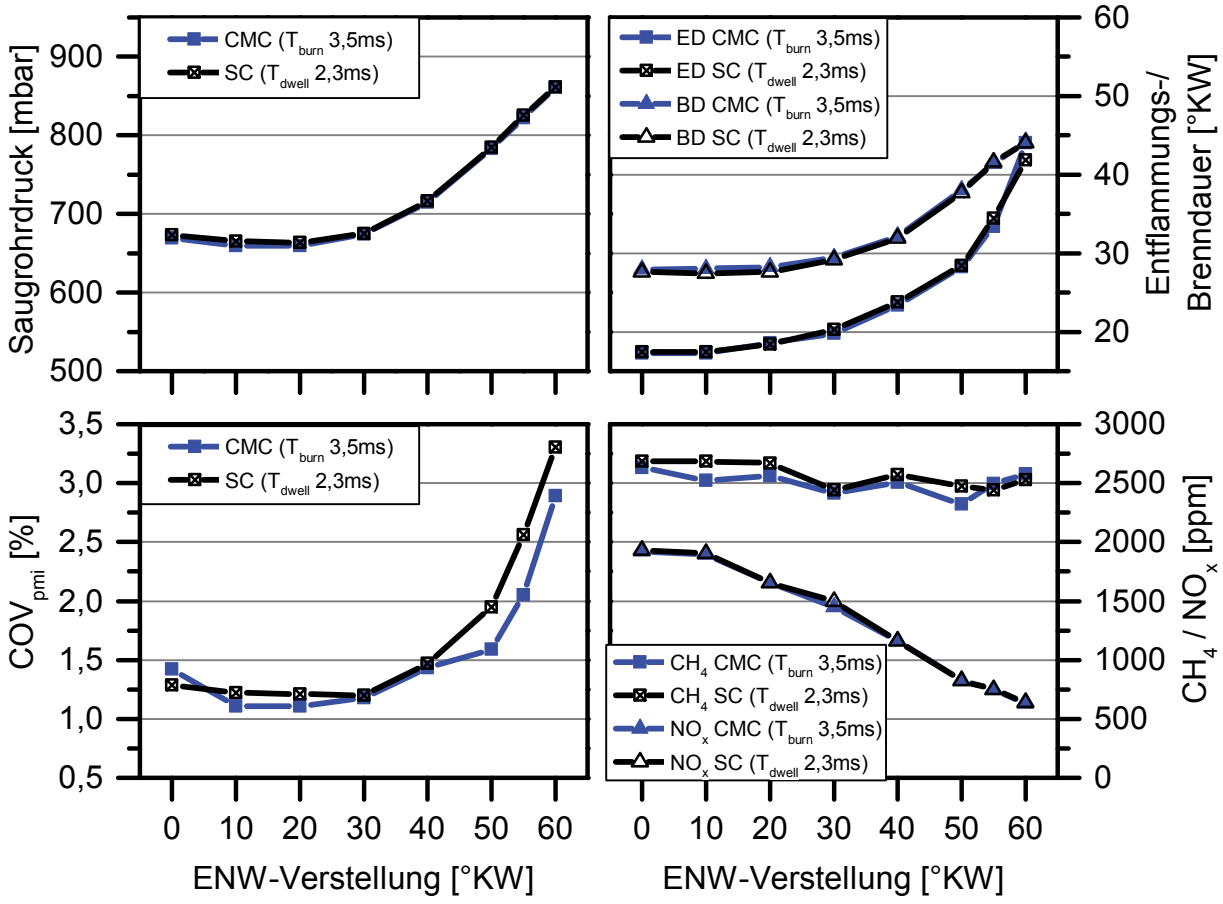

Abb. 5-24: Zündsystemvergleich, Einlassnockenwellenvariation bei 2000min^{-1}, p_{mi} = 4,7 bar, λ = 1

Für die Untersuchung weiterer Ladungsverdünnung wurde eine Luftzahlvariation in Abb. 5-25 bei dem Betriebspunkt 1500 min^{-1}, p_{mi} = 3,7 bar durchgeführt. Die maximale Ventilüberschneidung von 60 °KW resultiert in einem Restgasgehalt bei stöchiometrischem Gemisch von etwa 30 %. Die Kanalabschaltung über eine modifizierte Saugrohrdichtung, wie in Kap. 5.4.1 beschrieben, dient zur Erhöhung der Ladungsbewegung und verbesserten Homogenisierung des Gemisches. Die kontinuierliche Erhöhung des Kraftstoff-Luft Verhältnisses zeigt bis λ = 1,45 kaum einen Einfluss des Zündsystems. Die beste Laufruhe zeigt sich bei einer Luftzahl von 1,15. In diesem Punkt zeigen sich die geringsten CH_4-, aber höchsten NO_x – Emissionen. Eine Reduktion der Ladedauer auf 1,6 ms und somit eine Reduktion der Leistung an der Zündkerze hat eine verlängerte Entflammungsdauer zur Folge. Bei weiterer Abmagerung zeigt das CMC-Zündsystem eine sicherere Entflammung mit reduzierten Entflammungsdauern (ED). Die Brenndauer (BD) ist über den gesamten untersuchten Bereich unabhängig vom Zündsystem. Die CH_4-Emissionen sind ebenfalls unabhängig vom Zündsystem, steigen jedoch analog zum Variationskoeffizienten an.

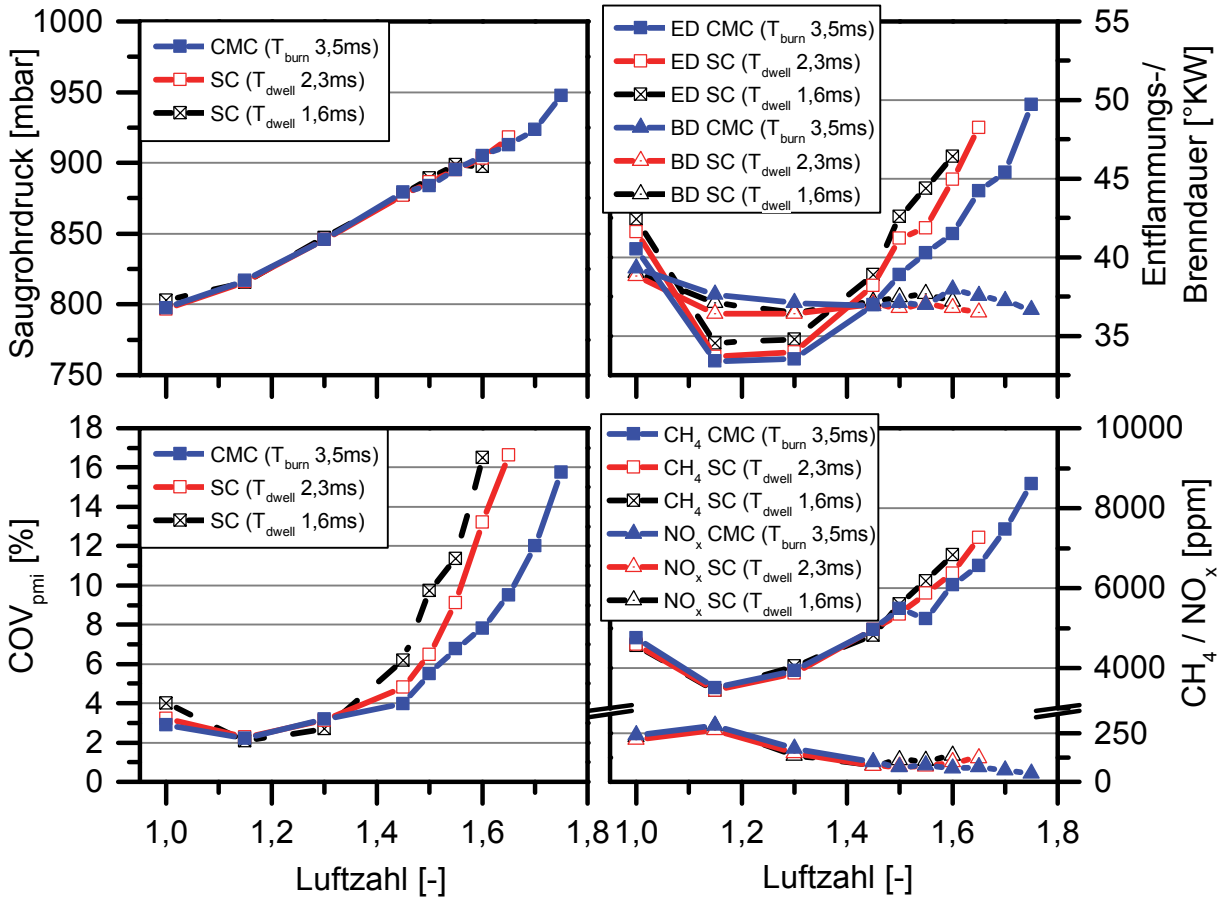

Abb. 5-25: Zündsystemvergleich; Luftzahlvariation bei 1500 min^{-1}, p_{mi} = 3,7 bar [107]

Mit dem CMC-Zündsystem kann ein sehr stark verdünntes Gemisch entzündet werden. Ein signifikanter Einfluss des Zündsystems bei homogenem, stöchiometrischen Gemisch und maximaler interner Abgasrückführung ist nicht zu erkennen.

Kraftstoff-Luft Verhältnisse oberhalb von 1,5 kombiniert mit interner Abgasrückführung sind jedoch hinsichtlich der Motorlaufruhe, unabhängig vom Zündsystem, nicht umsetzbar. Zudem findet bei mageren Gemischen auf Grund des Sauerstoffüberschusses kaum eine NO_x Konvertierung in einem Dreiwegekatalysator statt (siehe auch Kap. 7). Zudem sind trotz des leistungsstarken Zündsystems eine nicht tolerierbare Laufruhe des Motors sowie stark steigende CH_4 Emissionen oberhalb einer Luftzahl von 1,45 zu beobachten, wodurch dieses Brennverfahren mit homogener Gemischaufbereitung effektiv kaum umzusetzen ist.

5.7 Vergleich der Brennverfahrensmaßnahmen im NEFZ

Eine gesamtheitliche Bewertung der untersuchten Maßnahmen für den Fahrzeugeinsatz wird in einer Längsdynamiksimulation des gesamten Fahrzeuges durchgeführt, basierend auf [39]. Die am Prüfstand ermittelte Volllast sowie das Verbrauchskennfeld dienen als Eingangsdaten für die Simulation des Neuen Europäischen Fahrzyklus nach [101] mit

den Randbedingungen in Tabelle 5-1, die sich aus dem CULT Prototypfahrzeug als Basis ergeben. Die Fahrzeugmasse beschreibt das tatsächliche Leergewicht des Prototypen von 672,5 kg [34] plus Betriebsmittel und Fahrer. Das verwendete Getriebe stammt aus einer Dieselmotoranwendung mit langen Getriebeübersetzungen und ist in dieser Variante im Prototypenfahrzeug verbaut. Die Wirkungsgrade wurden vorab detailliert vermessen und werden berücksichtigt. Die Fahrwiderstände werden mittels einer Ausrollkurve repräsentiert. In die Simulation geht ein konstant elektrischer Verbrauch von 200 W ein, der während des Zyklus durch den Riemenstartergenerator rekuperiert wird und zu einem ausgeglichenen Ladezustand der Batterie führt.

Tabelle 5-1: Basisdaten für die Längsdynamiksimulation

Parameter	Einheit	Wert
Fahrzeugmasse	kg	782,9
Übersetzung 1.Gang	-	12,375
Übersetzung 2.Gang	-	8,983
Übersetzung 3.Gang	-	6,453
Übersetzung 4.Gang	-	4,566
Übersetzung 5.Gang	-	3,315
Übersetzung 6.Gang	-	2,381
el. Verbraucher konstant	W	200

Als Basis dieser vergleichenden Betrachtung dient die Grundmotorkonfiguration im Benzinbetrieb mit ε = 8,8. Die erdgasspezifische Anpassung des Verdichtungsverhältnisses auf 13,6 bildet den Betrieb mit der verstärkten Kolben-Pleuel Gruppe sowie der Erdgasdirekteinblasung ab. Die optimierte Variante mit Verdichtung ε = 12,0 vereint die vorgestellten Maßnahmen des variablen Einlassventiltriebs und verbesserten Ladungsbewegung mit 45 °KW verschränkter Einlassnockenwelle (siehe Abb. 5-23). In Abb. 5-26 ist das am Prüfstand gemessene Motorverbrauchskennfeld in der Variante ε = 12,0 mit 45 °KW verschränkter Einlassnockenwelle dargestellt. Die eingezeichnete Volllast zeigt die Werte mit wirkungsgradoptimalen Verbrennungsschwerpunkt im LowEnd Torque Bereich. Der spezifische Verbrauch des Motors ist auf Methan mit einem Heizwert von 50 MJ normiert. Die Betriebspunkte des Motors im NEFZ befinden sich überwiegend im Teillastbereich bei niedrigen Motordrehzahlen. Demzufolge ist die vergleichende Beurteilung der Teillastverbräuche im NEFZ repräsentativ.
Mit den betrachteten Varianten kann der NEFZ mit der gleichen Schaltstrategie gefahren werden, so dass hier kein Einfluss der Lastpunktverlagerung durch andere Getriebeübersetzungen vorliegt. In Abb. 5-27 ist der kumulierte CO_2 Ausstoß, bezogen auf die Basisbenzinvariante über den Testzyklus dargestellt. Die Adaption auf den Kraftstoff Erdgas

beinhaltet die 25 % CO_2 Reduktion sowie die über die Verdichtung effektiv gewonnene Wirkungsgradverbesserung. In Summe kann durch den Kraftstoffwechsel kombiniert mit der Verdichtungserhöhung auf 13,6 eine CO_2 Reduktion von 29 % erreicht werden. Wie gezeigt, ist diese Verdichtungsstufe für die Prozessführung nicht optimal geeignet. Durch die Anpassung der Verdichtung auf 12,0 und einer Optimierung des Ladungswechsels können im Bereich des Testzyklus weitere 4 % Kraftstoff bzw. CO_2 eingespart werden.
Ohne Hybridisierung liegen bei diesem Leichtfahrzeug wesentliche Zeitanteile im NEFZ in der unteren Teillast des Motorkennfeldes. Hohe Restgasgehalte erniedrigen in diesem Bereich die Laufruhe des Motors, so dass die volle Ventilüberschneidung nicht in allen Betriebspunkten eingestellt werden kann. Die Erhöhung des effektiven Wirkungsgrades um 2,2 % Punkte (relativ ~8 %) nach Abb. 5-22 und Abb. 5-23 kann nicht vollständig in einen Verbrauchsvorteil im Testzyklus umgesetzt werden. Durch den Einsatz der Hybridisierung und Verlagerung der Motorbetriebspunkte hin zu höheren Lasten, kann der wirkungsgradungünstige untere Teillastbereich weitgehend vermieden werden, wodurch ein größerer Verbrauchsvorteil zu erwarten ist.
Ausgehend vom Basismotor kann nachgewiesen werden, dass die alleinige Maßnahme Verdichtungserhöhung (hier auf 13,6) zwar eine Wirkungsgradsteigerung zur Folge hat, diese jedoch im Vergleich zum theoretischen Potential sehr klein ausfällt. Die starke Abkehr vom kompakten Brennraum hin zu einem großen Oberflächen-Volumen Verhältnis resultiert in übermäßig hohen Wandwärmeverlusten und unverbrannten Komponenten. Trotz der beiden gasförmigen Komponenten, Luft und Erdgas, zeigt eine intensive Ladungsbewegung in der Teillast eine verbesserte Gemischaufbereitung. Die Erdgaseinblasung hat dabei möglichst synchron zur einströmenden Luft in den Brennraum zu erfolgen, wobei der Einblasdruck und der Gaskegelwinkel bei der untersuchten Motorkonfiguration keinen wesentlichen Einfluss haben. Eine Kombination aus Ladungsbewegung und Atkinson-Zyklus mit der Möglichkeit der internen Abgasrückführung sowie Reduktion des Verdichtungsverhältnisses zeigen, vor allem durch die Reduktion der unverbrannten Komponenten, eine deutliche Wirkungsgradverbesserung.

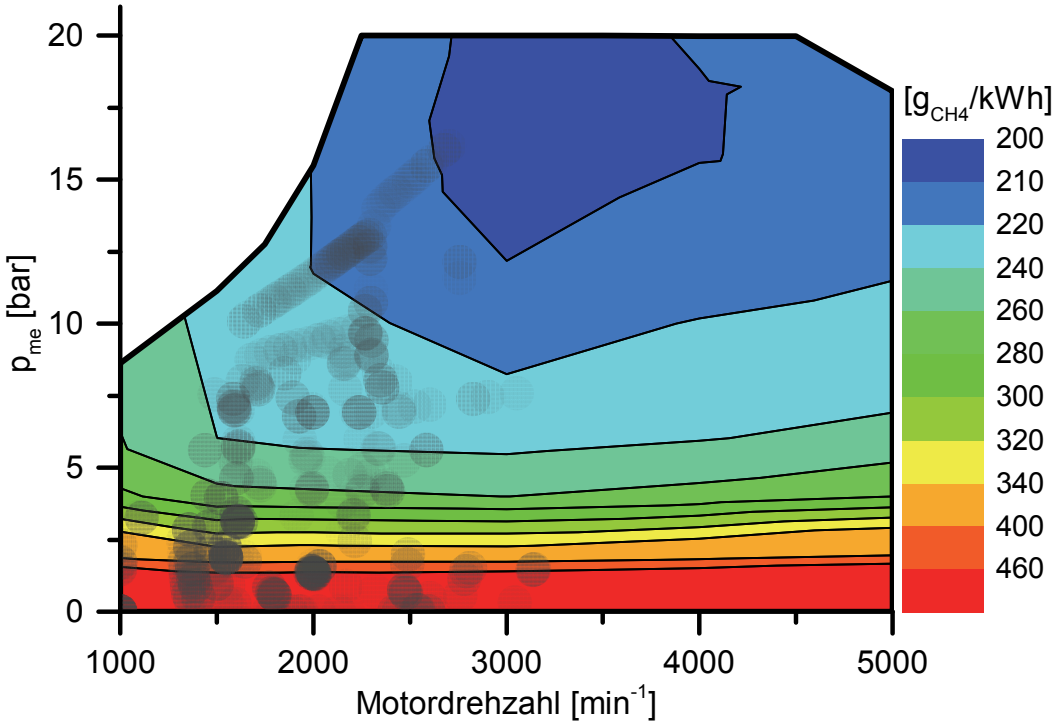

Abb. 5-26: Verbrauchskennfeld ε = 12,0; 45 °KW verschränkte Einlassnockenwelle mit Betriebspunkten im NEFZ

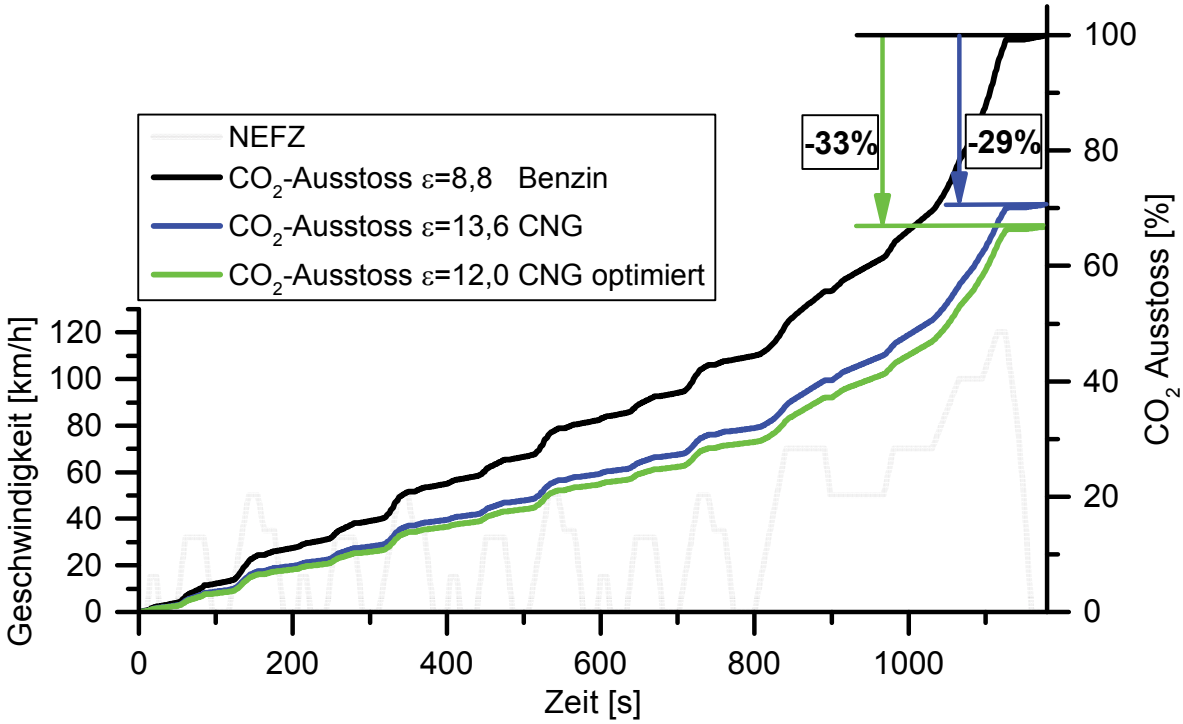

Abb. 5-27: Längsdynamiksimulation mit ε = 13,6 und ε = 12,0 und 45 °KW verschränkter Einlassnockenwelle

6 Untersuchungen des Brennverfahrens an der Volllast

6.1 Bewertung des Zylinderspitzendrucks

Aus vorhergehenden Versuchen mit dem Fahrzeug wurde ein maximaler Zylinderspitzendruck des Benzinbasismotors von 80 bar ermittelt. Dieser Zylinderspitzendruck war bei den Versuchen, auf Grund fehlender Daten vom Motorenhersteller, mit Serienbauteilen einzuhalten, um etwaige Motorschäden zu vermeiden. Durch den Einsatz von verstärkten Kolben und Pleuel, die für die Versuche mit der Verdichtung 12,0 und 13,6 zum Einsatz kamen, war ein Zylinderspitzendruck im Mittel von ~100 bar zulässig.
Einer Darstellung der wirkungsgradoptimalen Lage des Umsatzschwerpunktes sind durch Klopferscheinungen, bzw. den maximal zulässigen Zylinderspitzendruck Grenzen gesetzt. Treten keine Klopferscheinungen auf, kann der Umsatzschwerpunkt bis zum Erreichen des maximalen Zylinderspitzendrucks nach früh verstellt werden, wobei sich der Wirkungsgrad hin zu späten Schwerpunktlagen progressiv verschlechtert [26]. Wird die Spitzendruckbegrenzung bei diesem Motor um 20 bar angehoben, führt dies, wie in Abb. 6-1 für einen Volllastpunkt gezeigt, zu einer Verlagerung des Umsatzschwerpunktes um ~10 °KW und einer Verbesserung des effektiven Wirkungsgrades um 2,8%.

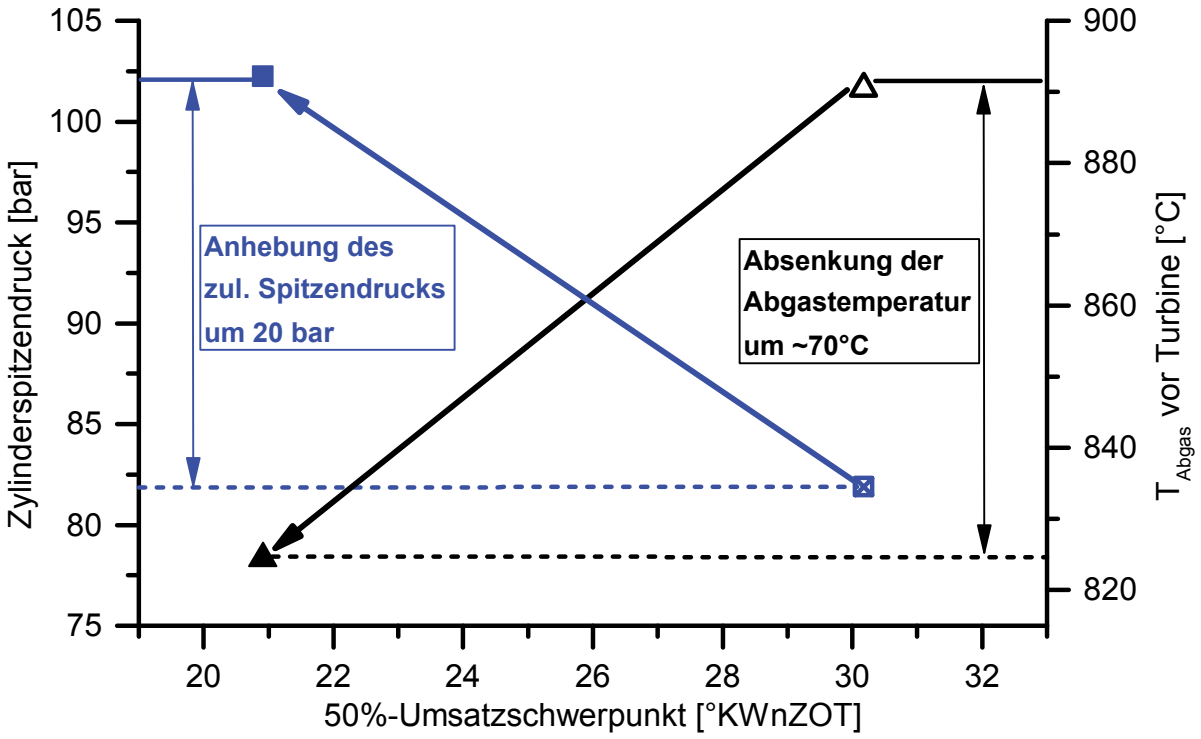

Abb. 6-1: Zylinderspitzendruck und Abgastemperatur vor Turbine über dem 50%-Umsatzschwerpunkt bei 3500 min^{-1} p_{me} = 20 bar; ε = 13,6 (Messdaten)

Die Abgastemperatur wird durch diese Verlagerung um rund 70 °C reduziert. Dabei verläuft die Anhebung des Zylinderspitzendrucks annähernd linear zur Absenkung der Abgastemperatur (siehe auch Abb. 6-11). Dies entschärft die Problematik der Bauteiltemperaturgrenze auf der Abgasseite im Volllastbetrieb.
Des Weiteren lässt sich ein wirkungsgradoptimaler Zündwinkel in weiten Teilen des Motorkennfeldes realisieren. Für die beiden betrachteten Verdichtungsstufen ist in Abb. 6-2 die Volllastlinie mit der Randbedingung eines wirkungsgradoptimalen Umsatzschwerpunktes (8 °KWnZOT) und 100 bar maximalen Zylinderspitzendruck dargestellt. Bei 3000 min^{-1} kann bei der Verdichtung von 13,6 noch ein maximaler effektiver Mitteldruck von 14,5 bar wirkungsgradoptimal dargestellt werden. Die geringere Kompression bei reduzierter Verdichtung lässt einen maximalen effektiven Mitteldruck von 16 bar zu. Die Differenz von etwa 1,5 bar Mitteldruck zwischen den Verdichtungsstufen bleibt bei den höheren Drehzahlen auf etwas geringerem Niveau erhalten. Oberhalb der angegebenen Mitteldruckwerte bedingt die Spitzendruckgrenze eine Spätstellung des Zündwinkels.

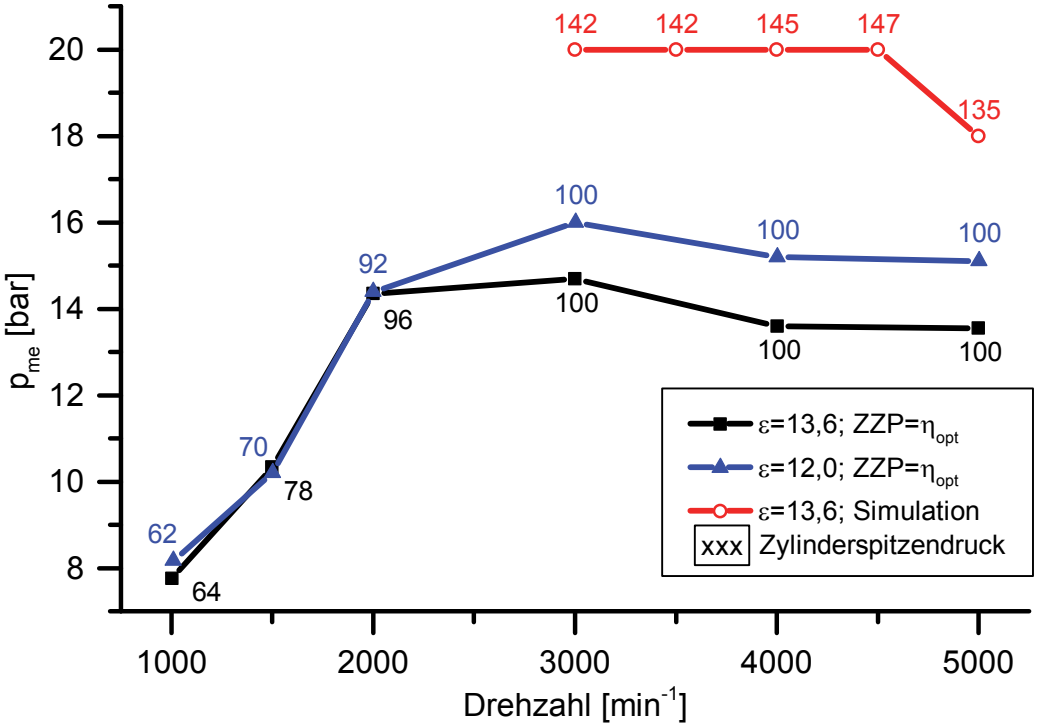

Abb. 6-2: mögliche Volllast bei wirkungsgradoptimalem Umsatzschwerpunkt (Messung); Simulierter Spitzendruck für wirkungsgradoptimalen Umsatzschwerpunkt an der Volllast

Die simulative Betrachtung einer wirkungsgradoptimalen Verbrennungslage im gesamten Kennfeld ist in Abb. 6-2 über der Motordrehzahl mit den zugehörigen Zylinderspitzendrücken dargestellt. Sofern keine irregulären Verbrennungsphänomene auftreten, ist bei 4500 min^{-1} von knapp 150 bar mittlerem Zylinderspitzendruck für einen wirkungsgradoptimalen Verbrennungsschwerpunkt auszugehen. Wird das Aggregat für diese Anforderung ausgelegt, geht dies einher mit einer Gewichts- und Kostenerhöhung des gesamten

Aggregates. Belässt man den Spitzendruck auf max. 100 bar mit einer Verdichtung von 12,0, kann der effektive Mitteldruck von 20 bar bei 4500 min^{-1} bei einem Umsatzschwerpunkt von ~17 °KW realisiert werden.

6.2 Scavenging beim Gasmotor - Ventilsteuerzeiten in der Volllast

Die Verstellung der Einlassventilphasenlage um 60 °KW nach früh ermöglicht eine Ventilüberschneidung in der Volllast einzustellen. Die Steuerzeit mit maximaler Ventilüberschneidung deutlich vor dem oberen Totpunkt ist in Abb. 6-3 dargestellt. Dadurch kann ein gezieltes Durchspülen des Brennraums mit Frischluft erreicht werden, wenn im Saugrohr während der Ventilüberschneidungsdauer ein höherer Druck als im Abgaskrümmer vorliegt. Dies führt zur Reduktion des Restgasgehaltes und Senkung der Brennraumtemperatur. Der erhöhte Luftdurchsatz verlagert zudem den Turboladerbetriebspunkt, führt zu erhöhtem Ladedruck und in dessen Folge zu mehr Drehmoment.
Dieser Effekt kann jedoch nur bei der Direkteinblasung von CNG voll genutzt werden. In Abb. 6-4 ist der Einfluss der Ventilüberschneidung auf die unverbrannten CH_4-Emissionen dargestellt. Mit steigender Ventilüberschneidung wird Ladungsmasse bei der Saugrohreinblasung unverbrannt durch den Brennraum gespült. Die Direkteinblasung zeigt auf Grund des Einblastimings nach Einlassventil schließt annähernd konstante Kohlenwasserstoffemissionen, da nur Frischluft anstatt Ladungsmasse durch den Brennraum gespült wird. Das Scavenging von Gemisch ist auf Grund der hohen Kohlenwasserstoffemissionen zu vermeiden, wodurch dieses Verfahren bei der Saugrohreinblasung nur beschränkte Anwendung finden kann.
Als Hinweis soll hier zudem angeführt werden, dass hinsichtlich der Bestimmung der Abgasemissionen im realen Fahrverhalten für die Zertifizierung von Neufahrzeugen [108], auch genannt Real Driving Emissions (RDE) das Scavenging an Bedeutung verlieren wird. Durch das Spülen mit Frischluft steigt die Sauerstoffkonzentration im Abgas, wodurch die NO_x Konvertierung im Katalysator verringert wird.

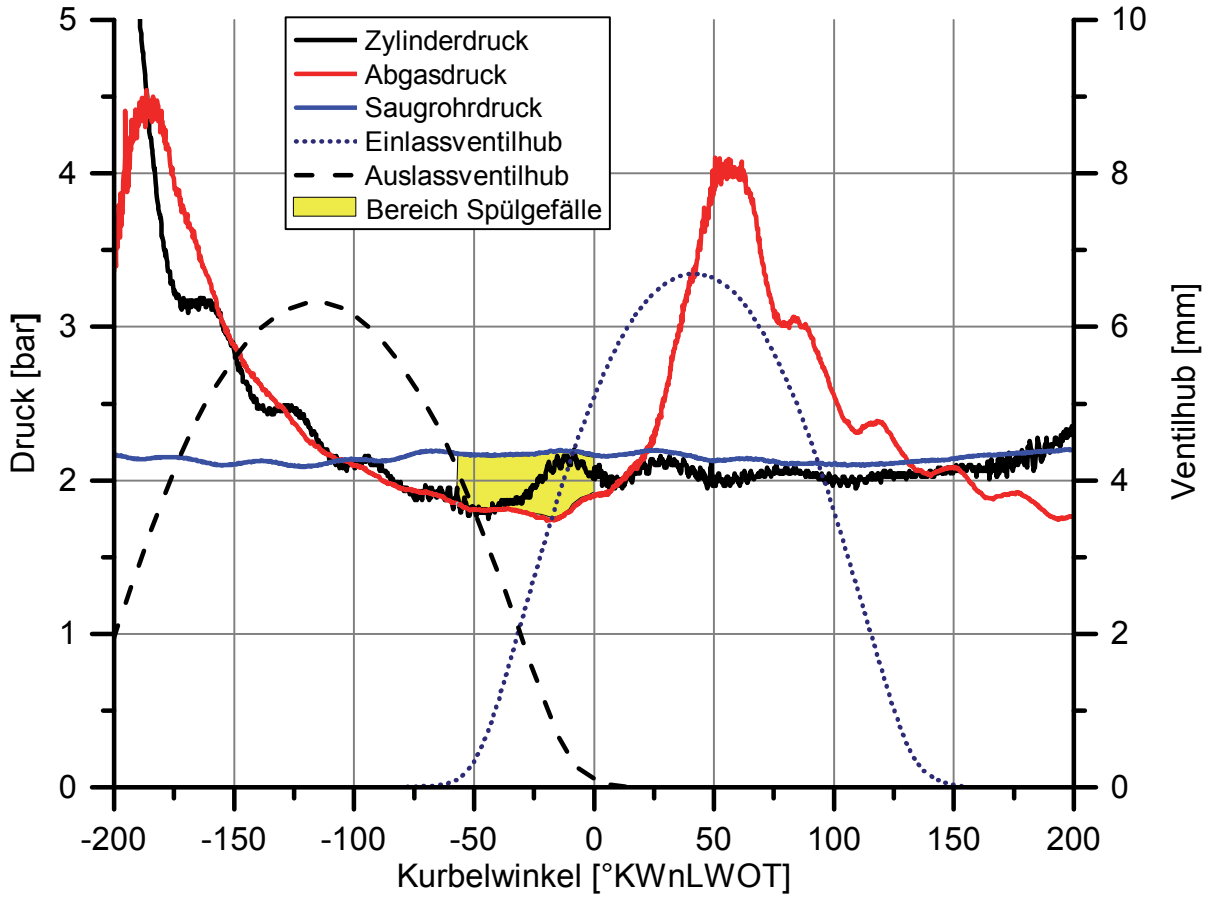

Abb. 6-3: Spülgefälle bei max. Ventilüberschneidung Volllast 2500 min^{-1} (Messung)

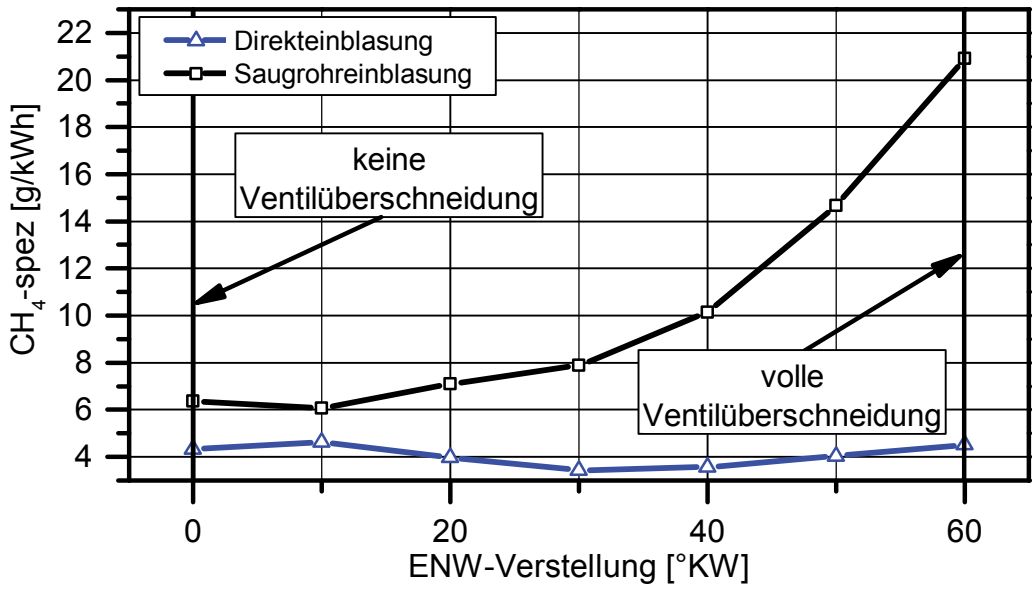

Abb. 6-4: Vergleich CH_4-Emissionen bei Saugrohreinblasung und Direkteinblasung bei 2250 min^{-1} Volllast und Einlassnockenwellenverstellung

Die Phasenlageanpassung der gegebenen Ventilhubkurve führt bei maximal frühem Einlassventil Öffnen zu einer Steuerzeit, bei der das Einlassventil bereits vor dem unteren Totpunkt schließt (siehe Abb. 6-3). Dieses, üblicherweise als Millerzyklus bekannte Verfahren, führt in der Volllast zur unvollständigen Ausnutzung des Ansaughubes und dementsprechend zum Füllungsverlust.

Abb. 6-5 zeigt das Ergebnis der Variation der Einlassnockenwelle hinsichtlich effektiven Mitteldrucks, angesaugter Luftmasse, Ladedruck und aus der 1D Simulation resultierendem Liefergrad bei 2000 min^{-1} an der Volllast. Durch die zunehmende Frühverstellung der Einlasssteuerzeit steigt der Motorluftdurchsatz auf Grund des erhöhten Spülgefälles an. Dies bewirkt eine Verschiebung des Turboladerbetriebspunktes und in Folge ein Ansteigen des Ladedrucks. Bei zu frühem Einlassschluss sinkt der Liefergrad wegen dem unvollständigen Ansaughub (Millerzyklus) wieder ab. Die optimale Phasenlage liegt zwischen 40 – 50 °KW, wodurch sich eine Mitteldrucksteigerung von mehr als 20 % realisieren lässt.

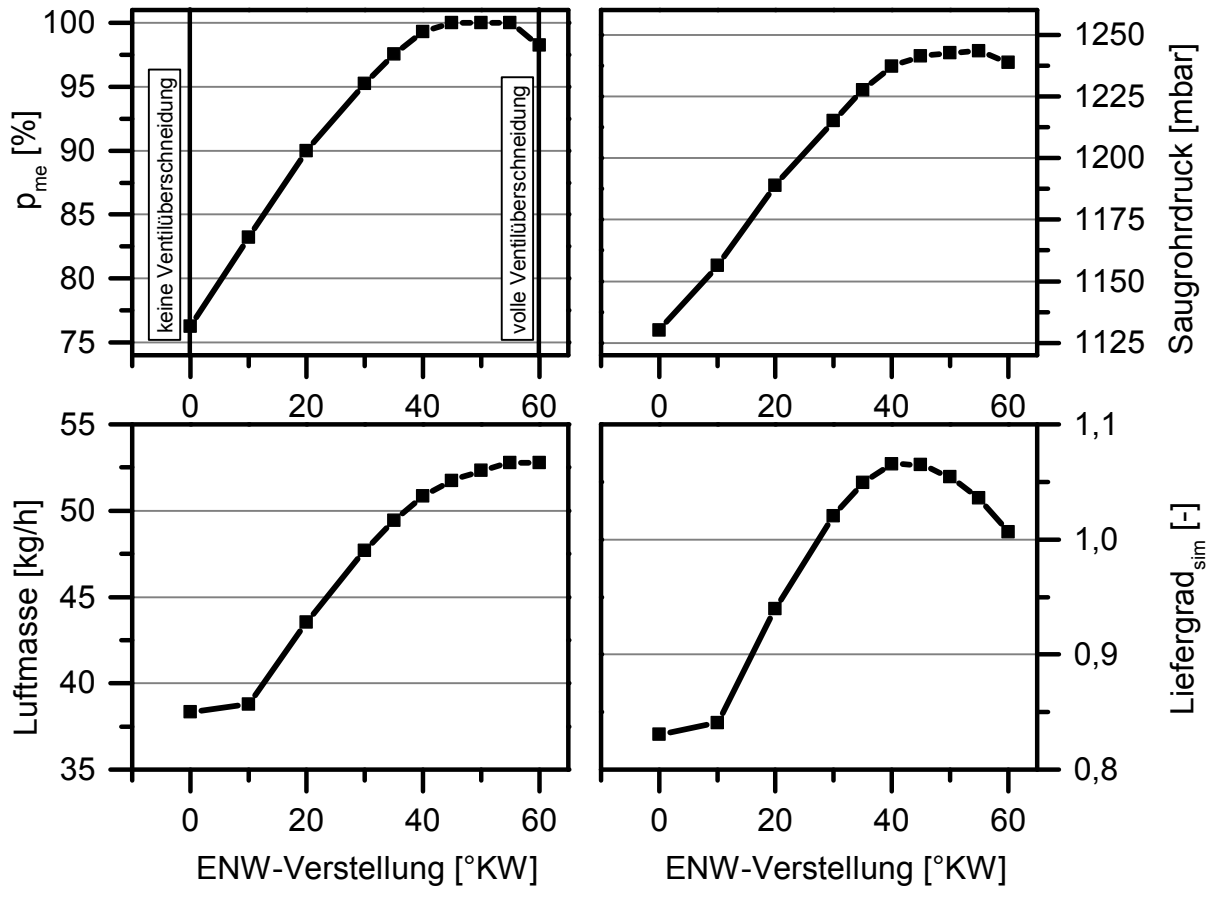

Abb. 6-5: Variation des Einlassnockenwellenverstellwinkels nach früh
2000 min^{-1} Volllast Messung; Liefergrad simuliert [1]
Verbrennungsschwerpunktlage wirkungsgradoptimal, λ = 1

6.3 Einblasstrategie in der Volllast

Mit dem Patent [109] sicherte sich Ford bereits im Jahre 2005 das Verfahren, Erdgas bei Drücken unter 20 bar im Kurbelwinkelbereich von 210 – 90 °KW vor ZOT in den Brennraum einzubringen und somit den Verdrängungseffekt bei saugsynchroner Einblasung im oberen Teillastbereich und bei Volllast zu vermeiden. Eine genaue Untersuchung des Verfahrens blieb zu diesem Zeitpunkt jedoch aus.

6.3.1 Einfluss des Einblaszeitpunktes

Ähnlich der Phasenverstellung der Einlassnockenwelle kann der Liefergrad durch Wahl des Einblaszeitpunktes beeinflusst werden. Der gewünschte Effekt der Entdrosselung in der Teillast durch saugsynchrone Einblasung ist in der Volllast, vor allem im Bereich des LowEnd-Torque unerwünscht. Abb. 6-6 zeigt den aus der 1D Simulation resultierenden Liefergrad, abhängig von der Wahl des Einblaszeitpunktes. Dieser erreicht sein Optimum bei der Einbringung des gesamten Kraftstoffes nach Einlassventil schließt.

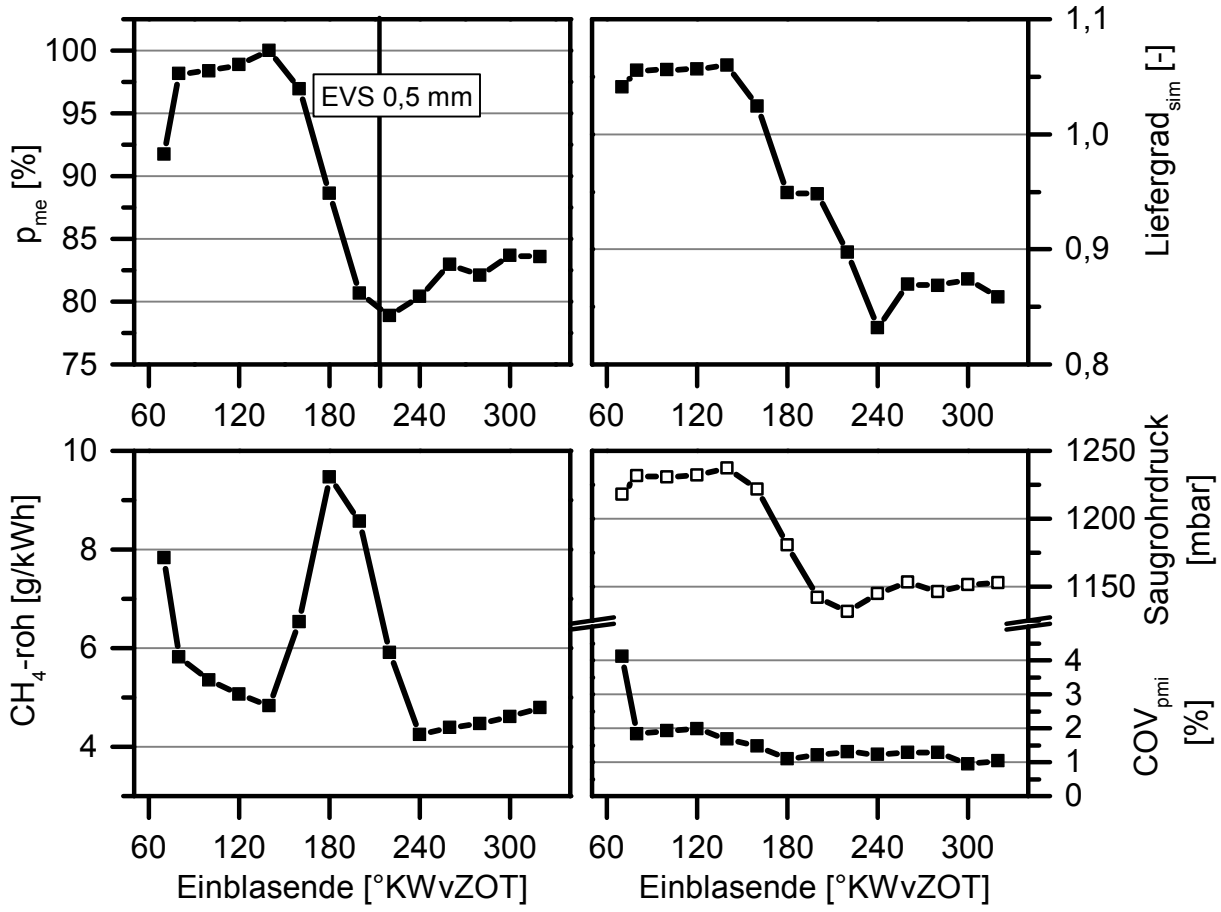

Abb. 6-6: Variation des Einblaszeitpunktes bei 2000 min^{-1}, Volllast mit Scavenging [1] (Ventilüberschneidung 45 °KW, λ = 1, Liefergrad simuliert)

Die frühe Einblasung mit langer Gemischbildungsdauer ist hinsichtlich Laufruhe des Motors (COV_{pmi}) günstig, reduziert jedoch den Liefergrad und den erreichbaren Mitteldruck.

Im Bereich des unteren Totpunktes fällt das Einblastiming mit der Schließphase des Einlassventils zusammen. Hier ist ein deutlicher Anstieg der Methanemissionen erkennbar. Dies ist auf eine unzureichende Gemischbildung in diesem Bereich zurückzuführen. Bei sehr später Einblasung ist, wie bereits in der Teillast gezeigt, keine ausreichende Zeit für die Gemischbildung vorhanden und der COV_{pmi} sowie die Methanemissionen steigen stark an. Der für ein maximales Motormoment, niedrige unverbrannte Kohlenwasserstoffe bei gleichzeitig guter Laufruhe des Motors optimale Einblasbeginn ist direkt nach Einlassventil schließt, bei voller Ventilüberschneidung (60 °KW nach früh) entspricht dies dem Kurbelwinkel von ~210 °KWvZOT.

Betrachtet man den Einfluss des variablen Einblastimings im Hinblick auf die Zylinderfüllung ohne Scavenging bei der Direkteinblasung im unteren Drehzahlbereich (siehe Abb. 6-7), so wird der durchgesetzte Luftmassenstrom bei stöchiometrischem Betrieb um bis zu 20 % in der betrachteten Drehzahlspanne gesteigert. Bei dem turboaufgeladenen Versuchsträger führt dieser Füllungsvorteil zu einem Synergieeffekt, indem der Betriebspunkt im Turboladerkennfeld verschoben wird (siehe Kap. 6.6) und mehr Ladedruck zur Verfügung steht.

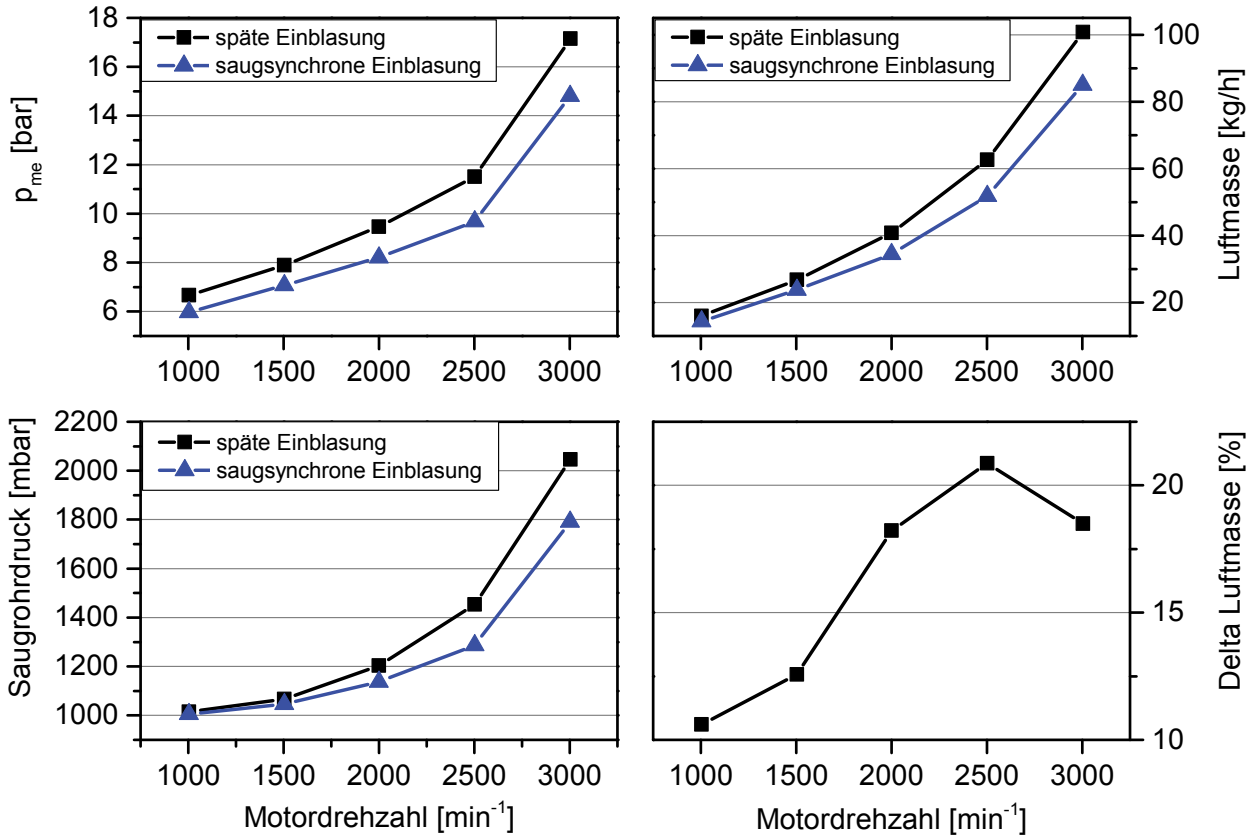

Abb. 6-7: Vergleich saugsynchrone und späte Einblasung bei Volllast von 1000 – 3000 min^{-1} ohne Ventilüberschneidung (Scavenging)

Dies macht sich bei Drehzahlen ab 2000 min^{-1} bemerkbar. Bis 2000 min^{-1} ist der Füllungsnachteil von 11 – 12 % überwiegend durch den Verdrängungseffekt des eingeblasenen Erdgases zu begründen. In [110] ist ein Füllungsverlust durch eingeblasenes Erdgas in das Saugrohr von bis zu 10 % genannt. Für den Bereich des LowEnd Torque und später Einblaslage ist dabei zusätzlich zu beachten, dass die Zeit für die Gemischaufbereitung mit steigender Drehzahl abnimmt. Die Einbringung des Kraftstoffes nach Einlassventil schließt ist vor allem in dem Motordrehzahlbereich sinnvoll, in dem noch nicht genügend Ladedruck für die Erreichung des angestrebten Drehmoments zur Verfügung steht. Darüber hinaus kann der Füllungsnachteil durch saugsynchrone Einblasung über einen erhöhten Ladedruck kompensiert und die Homogenisierung des Gemisches verbessert werden.

6.3.2 Bewertung des Einblasdrucks

Bei der Direkteinblasung muss während der Einblasphase der Einblasdruck höher als der Zylinderdruck sein, wobei eine ausreichende Druckdifferenz zwischen Gasdruck und Zylinderdruck herrschen muss, um die nötige Gasmasse bei der zur Verfügung stehenden Zeit in den Brennraum einbringen zu können. Zudem ist ein, von den Umgebungsbedingungen unabhängiger Injektordurchfluss nur bei einem überkritischen Strömungszustand gegeben. Wie in Abb. 6-8 gezeigt, ist die Einblasung bis 70 °KWvZOT realistisch. Dabei herrscht in diesem Betriebspunkt ein Zylinderdruck von etwa 8 bar. Betrachtet man dementsprechend Einblasdrücke von 8…16 bar und den Zylinderdruck bei 2000 min^{-1} Volllast, ergibt sich das mögliche Einblasende in der schraffierten Fläche in Abb. 6-8 mit der Bedingung, dass der Einblasdruck etwa doppelt so hoch sein muss als der Zylinderdruck, um ein kritisches Druckverhältnis einzuhalten. Aus Anwendungssicht sollte der Einblasdruck möglichst niedrig sein, um eine große Reichweite des Fahrzeuges mit dem mitgeführten Erdgasvorrat zu erreichen. Darauf basierend wurde der Einblasdruck soweit reduziert, dass sowohl die Leistungs- als auch die Drehmomentanforderungen, sowie ein stabiler Motorbetrieb gewährleistet sind.

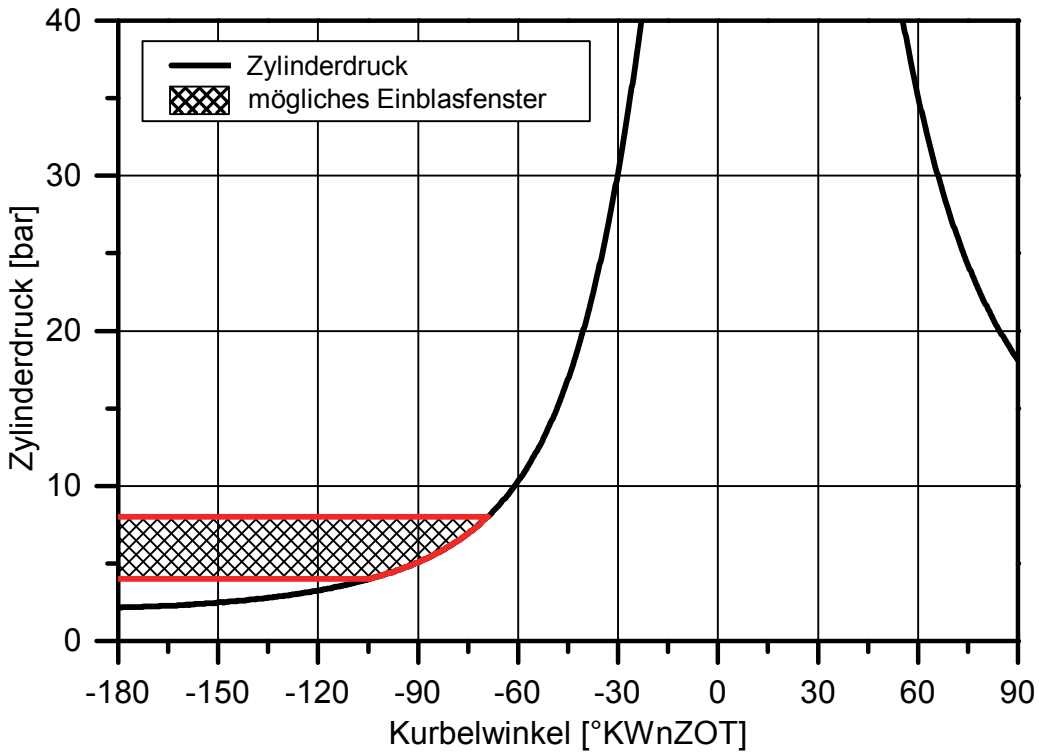

Abb. 6-8: Zylinderdruck und mögliches Einblasfenster bei Einhaltung eines kritischen Druckverhältnisses bei einem Vordruck von 8 – 16 bar, 2000 min^{-1} Volllast

Es müssen dabei zwei unterschiedliche Fälle betrachtet werden. Bei Nennleistung bzw. hohen Drehzahlen steht für die Einblasung nur eine geringe Zeitspanne zur Verfügung. Dabei stellt der Turbolader jedoch genügend Ladedruck zur Verfügung, um den niedrigen Liefergrad durch saugsynchrone Einblasung kompensieren zu können. Bei niedrigen Drehzahlen steht prinzipiell mehr Zeit zur Einbringung des Kraftstoffes zur Verfügung, auf Grund des limitierten Ladedrucks muss das Einblasfenster nach dem Einlassventilschließzeitpunkt liegen. So ist der zweite Fall für die Einblasdruckbetrachtung im Eckdrehmoment des Turboladers zu untersuchen (siehe Abb. 6-10).

In Abb. 6-9 ist die Variation des Einblasdruckes bei der Motornennleistung von 45 kW bei 5000 min^{-1} dargestellt. In diesem Betriebspunkt kann der Ladedruck den Verdrängungseffekt durch die saugsynchrone Einblasung kompensieren. Die Leistungsanforderung von 45 kW kann bei einem Einblasdruck von 7 bar (relativ) ohne Einschränkung erfüllt werden, obwohl die Einblasdauer mehr als 180 °KW, respektive ca. 7 ms beträgt. Auf die Brenndauer hat der Einblasdruck bei Nennleistung keinen merklichen Einfluss, wobei ein Teil des Erdgases bei einem Einblasdruck unter 10 bar nach Einlassventil schließt in den Brennraum eingebracht wird.

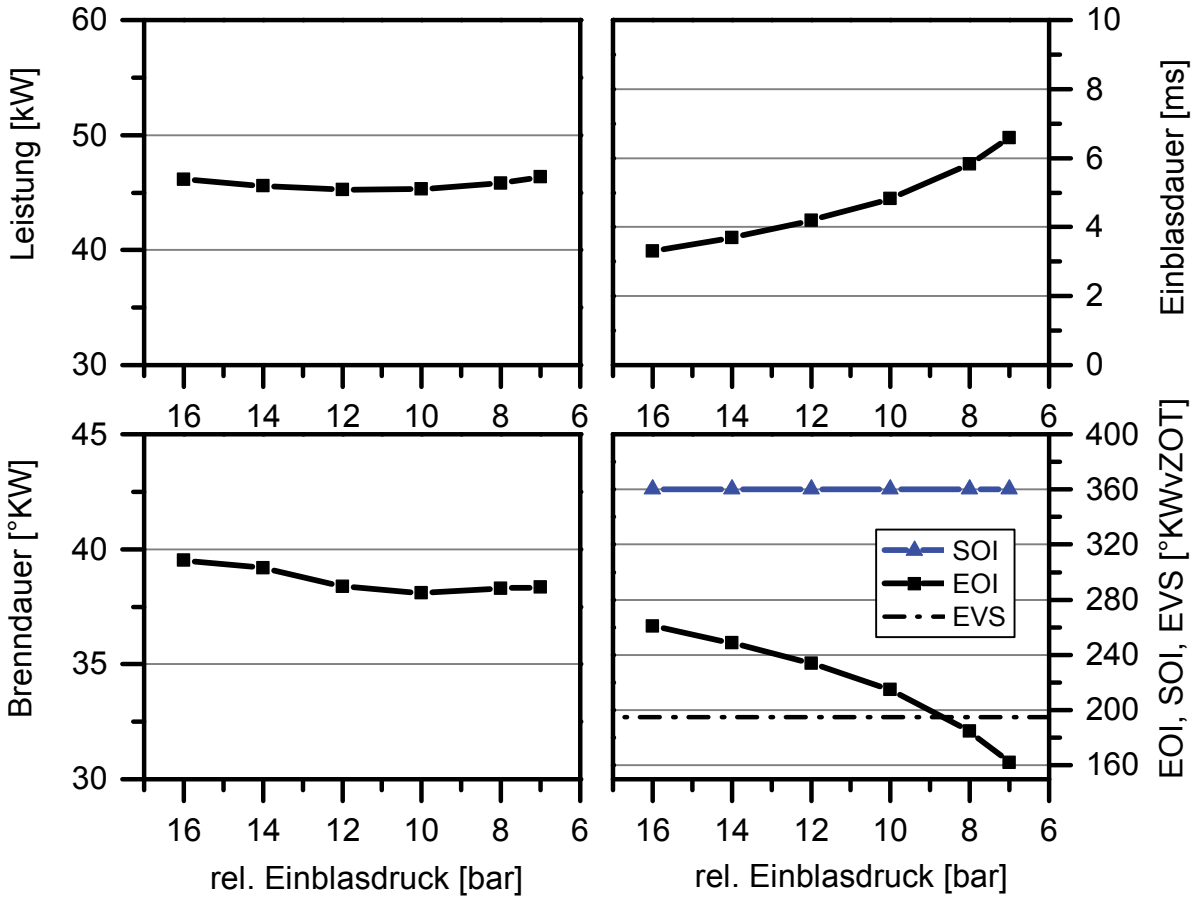

Abb. 6-9: Einblasdruckvariation bei Nennleistung; 5000 min^{-1} [102]

In Abb. 6-10 ist die Variation des Einblasdruckes bei 2000 min^{-1} und maximalem Drehmoment dargestellt. Diese Untersuchung wurde mit dem angepassten Aufladeaggregat, näher beschrieben in Kap. 6.6, durchgeführt. Die Kompensation des Verdrängungseffektes durch eine saugsynchrone Einblasung ist bei dieser Motordrehzahl auf Grund des geringen Massenstroms und dementsprechender Turboladerleistung nicht möglich (siehe auch Abb. 6-16). Die Einbringung des Kraftstoffes hat zur Erreichung des Zielmitteldrucks nach Einlassventil schließt (ESV) zu erfolgen. Durch die Absenkung des Einblasdrucks steigt die Einblasdauer im betrachteten Druckbereich von rund 4 auf 9 ms, respektive >100 °KW. Der geforderte Mitteldruck von 20 bar kann bis 7 bar Einblasdruck eingehalten werden, geht jedoch einher mit einem Anstieg der Brenndauer, was auf die unzureichende Gemischaufbereitung bei Einblasende unter 100 °KWvZOT zurückzuführen ist. Auf Basis dieser beiden kritischen Betriebspunkte kann eine Reduktion des Einblasdrucks mit dieser Einblasventilauslegung auf 8 bar ohne Einfluss auf die Motorperformance erfolgen. Dadurch erschließt sich hinsichtlich einer Fahrzeuganwendung eine größere Fahrzeugreichweite für die mitgeführte Gasmenge um 3,6 % [43].

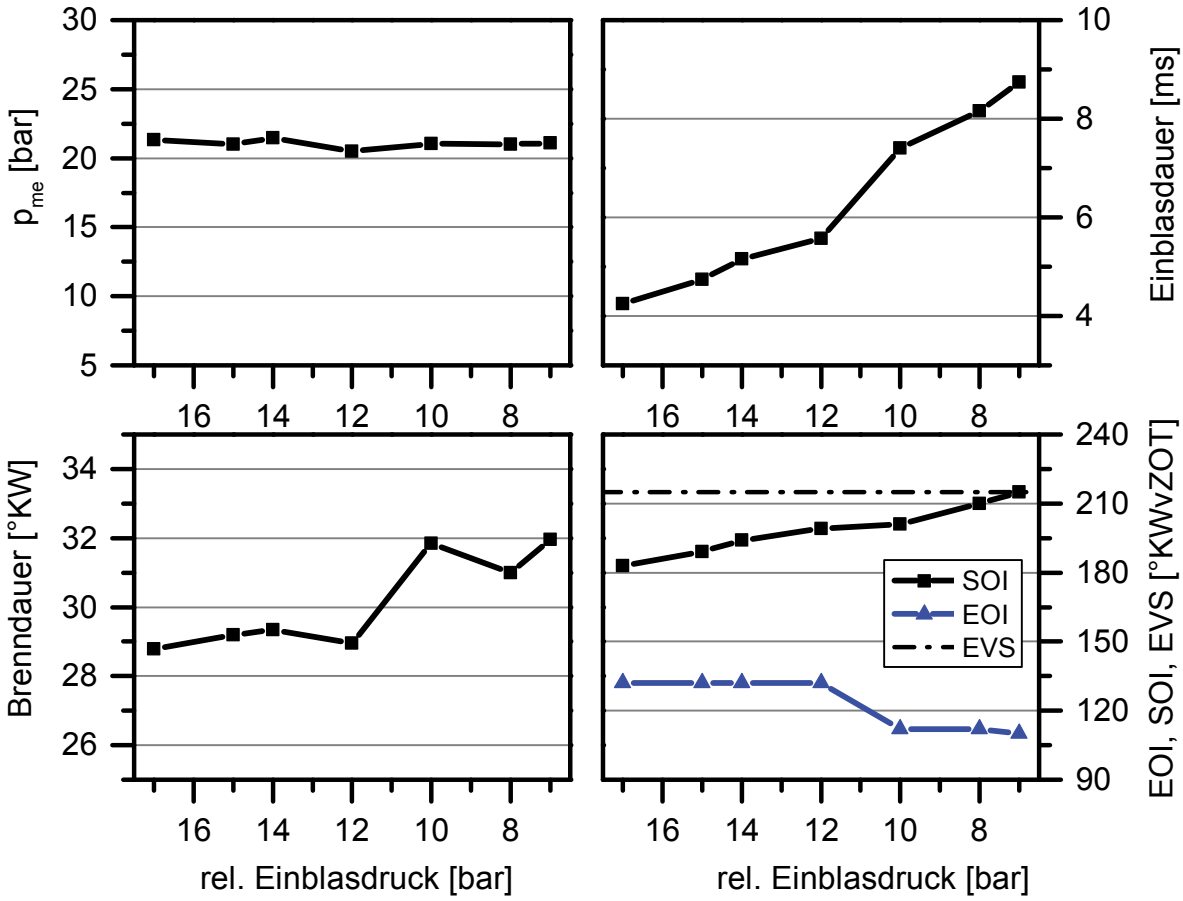

Abb. 6-10: Einblasdruckvariation 2000 min^{-1} Volllast mit KKK Turbolader [102]

6.4 Einfluss des Zündwinkels in der Volllast

Abweichend von der Zielsetzung der Teillast, stets einen wirkungsgradoptimalen Umsatzschwerpunkt im Bereich von 6 – 12 °KWnZOT einzustellen, ist unterhalb des Eckdrehmoments des aufgeladenen Motors ein möglichst hohes Drehmoment darzustellen.
In Abb. 6-11 ist bei 2000 und 2250 min^{-1} an der Volllast eine Zündwinkelvariation dargestellt. Der wirkungsgradoptimale Zündwinkel bedingt eine relativ geringe Abgastemperatur, jedoch den maximalen Wirkungsgrad. Durch die Spätstellung der Zündung, respektive des Umsatzschwerpunktes, wird der Wirkungsgrad des Motors reduziert, die Abgastemperatur erhöht und der Turboladerbetriebspunkt verlagert (siehe Kap. 6.6). Ein Umsatzschwerpunkt im Bereich von 25 °KWnZOT stellt das Optimum zwischen Verbrennungswirkungsgradreduktion und erzielbaren Ladedruck dar. In Summe kann unterhalb des Eckdrehmoments des Turboladers in dieser Konfiguration durch Anpassung des Zündwinkels eine Drehmomentensteigerung von rund 8 % gegenüber einer wirkungsgradoptimalen Verbrennungslage realisiert werden.

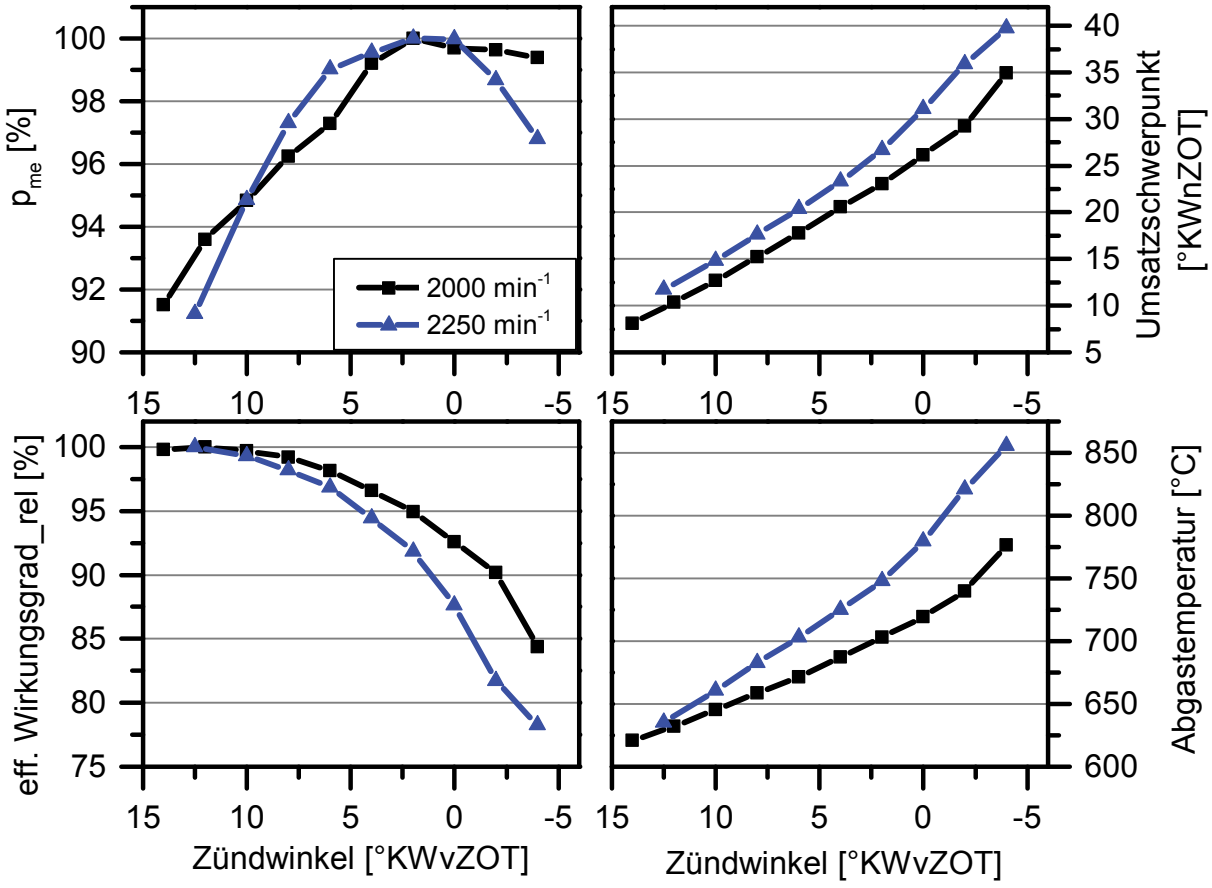

Abb. 6-11: Variation des Zündwinkels bei 2000 und 2250 min^{-1}, Volllast

6.5 Einfluss des Gaskegelwinkels

Die seitliche Einbaulage des Injektors und der weite Gaskegelwinkel lassen darauf schließen, dass das Erdgas an die Brennraumwand geblasen wird. Der bereits erwähnte Coanda Effekt [83] [111] kann dazu führen, dass der Kraftstoff an der Brennraumwand entlangströmt und die Gemischaufbereitung beeinträchtigt wird. Da im Bereich des LowEnd Torque nicht saugsynchron, sondern erst nach Einlassventil schließt die Einblasung erfolgt, kann der Gasstrahl von der einströmenden Frischluft nicht erfasst werden. In Abb. 6-12 ist die Volllast bei 2000 min^{-1} bei gleichen Randbedingungen mit den beiden Injektorvarianten (siehe Kap. 4.6) über den Einlassnockenwellenverstellwinkel dargestellt. Im Betrieb mit dem weiten Einblasstrahl ist ein etwas höherer COV_{pmi} erkennbar. Die Entflammungs- sowie Brenndauer ist mit dem weiten Gaskegelwinkel über die Versuchsreihe verlängert. Dies kann aus dem Anlegen des Erdgasstrahls an die Brennraumwand resultieren, was auch ein erhöhtes Niveau der CO Emissionen bestätigt. Diese steigen mit zunehmender Ventilüberschneidung und Spülgefälle wegen der Abgas-Lambda = 1 Regelung generell an. In den CH_4 Emissionen ist kein signifikanter Unterschied zwischen

den beiden Varianten zu erkennen. Es zeigt sich, dass der enge Gaskegelwinkel leichte Vorteile gegenüber dem weiten Gaskegelwinkel in den Verbrennungsparametern aufweist und in Folge ein geringfügiger Anstieg im Ladedruck bzw. Saugrohrdruck erkennbar ist.

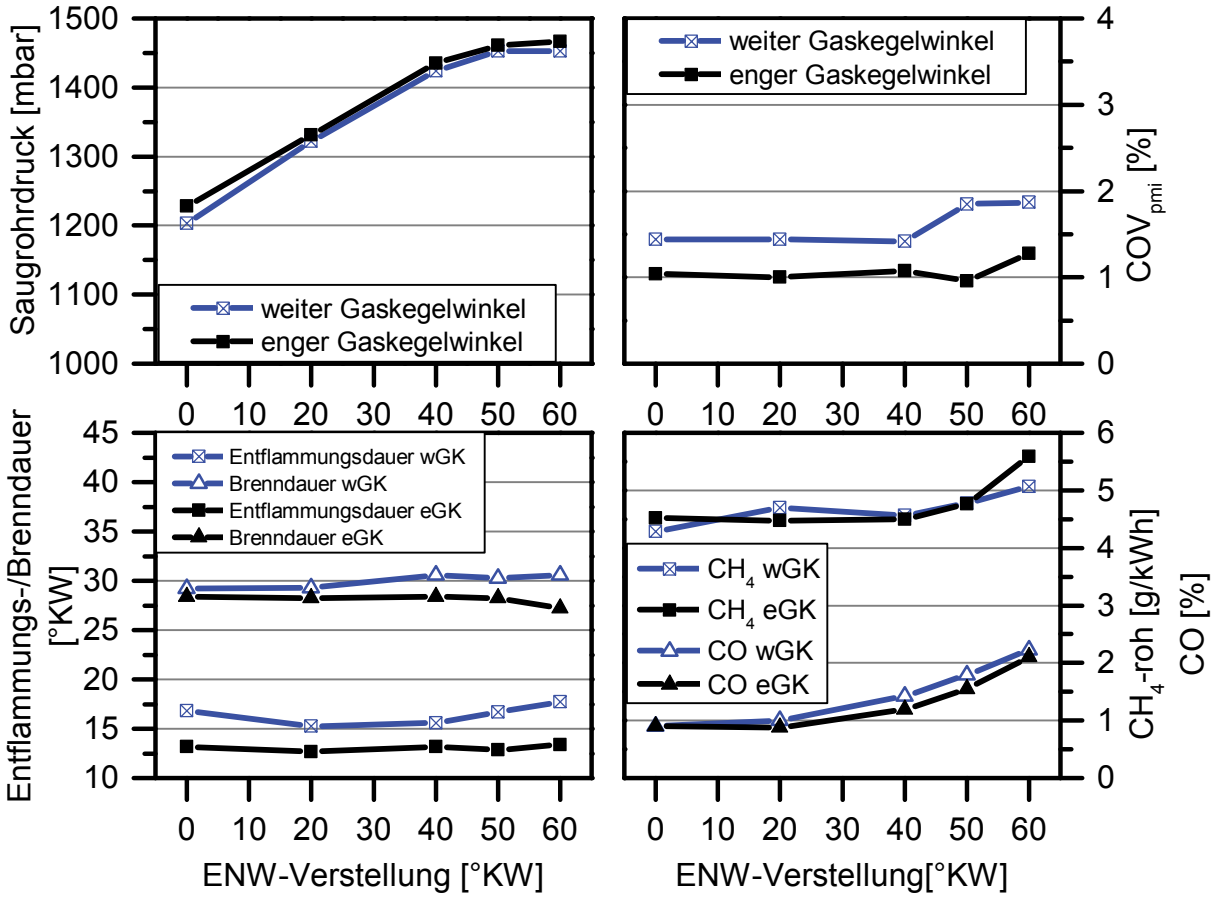

Abb. 6-12: Variation den Einlassnockenwellenverstellwinkels nach früh, Einblasung nach Einlassventil schließt
Enger (eGK) und weiter (wGK) Gaskegelwinkel bei 2000 min^{-1}, Volllast

6.6 Anpassung Aufladeaggregat

Im Serienmotor bei Benzinbetrieb liegt das maximale Drehmoment erst bei 3500 min^{-1} an. Durch die Optimierung der Wastegateansteuerung und der variablen Einlassnockenwelle wird mit der Erdgasdirekteinblasung bereits bei 2500 min^{-1} der maximale effektive Mitteldruck von 20 bar erreicht. Eine weitere Verschiebung des maximalen Drehmoments Richtung niedrigen Drehzahlen ist durch die Anpassung des Turboladers möglich. Mit Hilfe der 1-D Simulation und der Turboladerkennfelder ist eine Abschätzung der Potenziale eines geänderten Turboladers hinsichtlich erreichbaren LowEnd Torque und Darstellung der geforderten Motorleistung möglich.

Das Screening nach verfügbaren Turboladern für die automotive Anwendung ergab, dass der Turbolader von der Fa. BorgWarner/KKK KP31, der serienmäßig im Smart FourTwo 0,8L CDi Dieselmotor, Baujahr 2009 eingesetzt wird, das Potential zur LowEnd-Torque Steigerung ermöglicht. In Abb. 6-13 ist der simulierte Mitteldruck- und Saugrohrdruckgewinn im Vergleich zu den Messdaten mit IHI-Turbolader im unteren Drehzahlbereich dargestellt. Bei den Motordrehzahlen 1000 und 1500 min^{-1} ist kaum mit einer signifikanten Anhebung des Mitteldrucks, auf Grund des geringen Massendurchsatzes und dementsprechend niedrigen Wirkungsgraden im Turboladerkennfeld, zu rechnen. Bei 2000 min^{-1} ist mit dem KKK Turbolader der Zielmitteldruck von 20 bar bereits zu erreichen, was einer Verschiebung des Eckdrehmoments um 500 min^{-1} im Vergleich zum IHI Turbolader entspricht. Zudem konnte vorab ermittelt werden, dass mit dem KKK Turbolader die Motorleistung von 50 kW mit Abstand zur Stopfgrenze des Verdichters realisiert werden kann. Die Auslegung eines Turboladers für die Dieselanwendung beruht prinzipiell auf einem niedrigeren Temperaturniveau als bei ottomotorischer Applikation. Für die Prüfstanduntersuchungen ohne Lebensdaueranforderungen spielt dies eine untergeordnete Rolle, da ein vergleichbarer Turbolader für die ottomotorische Anwendung nicht verfügbar ist.

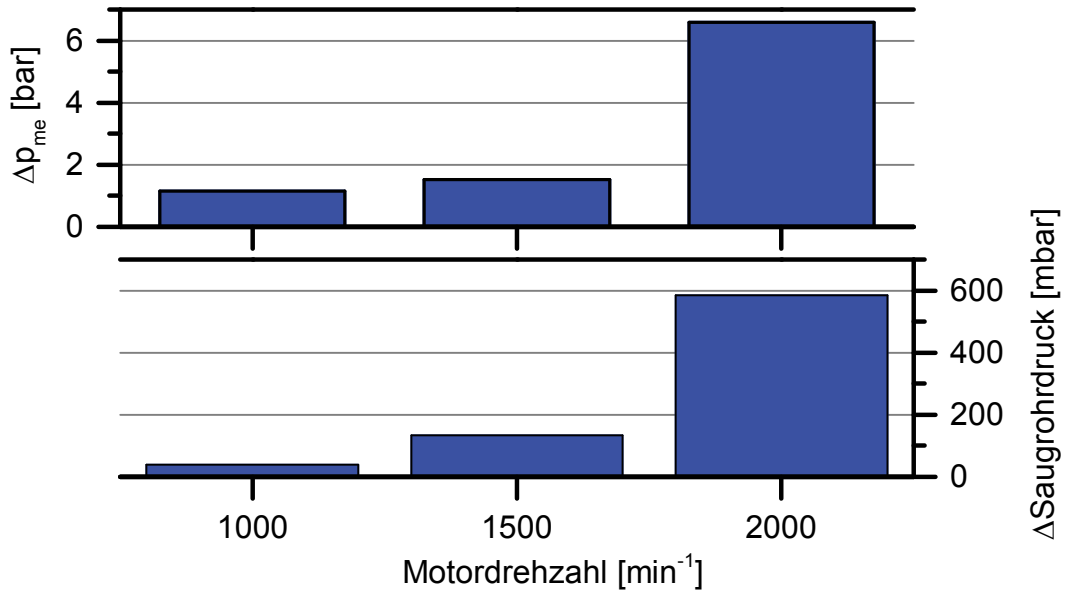

Abb. 6-13: Simulierter Mitteldruck- und Saugrohrdruckgewinn mit Turbolader KKK im Vergleich zu den Messdaten mit IHI Turbolader im unteren Drehzahlbereich

Beschreibend für den Turbolader sind neben den Kennfeldern die Durchmesser der Laufräder. In Tabelle 6-1 sind die Außendurchmesser des Verdichter-, sowie Turbinenrades der beiden untersuchten Turbolader angegeben. Durch die wesentlich kleineren Durchmesser des Laufzeugs ist ein entsprechend höheres Druckverhältnis bei kleinen Massenströmen, sowie durch die reduzierte Trägheit ein schnelleres dynamisches Ansprechen zu erwarten.

Tabelle 6-1: Durchmesserdaten der untersuchten Turbolader

	IHI (Standard)	**KKK (Optimiert)**
Kompressorrad Aussendurchmesser [mm]	37,0	33,0
Turbinenrad Aussendurchmesser [mm]	36,5	31,0

In Abb. 6-14 ist das Wirkungsgradkennfeld des IHI Verdichters mit den Betriebspunkten des Motors an der Volllast dargestellt. Bei Motordrehzahlen unter 2500 min^{-1} sind die Betriebspunkte in einem Kennfeldbereich, in dem die Ladedruckerhöhung nicht ausreicht, um den Zielmitteldruck des Motors von 20 bar zu erreichen.
Das Resultat bezogen auf die Motorkenngrößen ist in Abb. 6-16 aufgezeigt. Bis zu einer Motordrehzahl von 2000 min^{-1} und dementsprechend niedrigen Massenströmen arbeitet der Verdichter bei sehr niedrigen Wirkungsgraden, eine Ladedruckerhöhung ist daher nur in begrenzten Maße möglich. Maßnahmen wie die Zündwinkelspätstellung haben bei Motordrehzahlen unter 2000 min^{-1} nur geringen Einfluss. Ab 3000 min^{-1} kann der nötige Ladedruck für das maximale Drehmoment vom Turbolader bereitgestellt werden und wird über die Wastegateregelung begrenzt. Motorleistungen >50 kW wären auf Grund der Breite des Kennfeldes möglich. Die Motorbetriebspunkte an der Volllast im Wirkungsgradkennfeld des kleineren KKK Turboladers (siehe Abb. 6-15) zeigen eine deutliche Verschiebung hin zu hohen Druckverhältnissen bei kleinen Massenströmen. So kann der erforderliche Ladedruck zur Erreichung des Zielmitteldrucks bei einer Motordrehzahl von 2000 min^{-1} bereitgestellt werden. Darüber hinaus wird der Ladedruck über die Wastegateregelung begrenzt. Der Nennleistungspunkt befindet sich in ausreichendem Abstand zum Kennfeldrand, wodurch eine Höhenreserve gegeben ist. In Abb. 6-16 ist der Volllastvergleich beider Turbolader dargestellt.

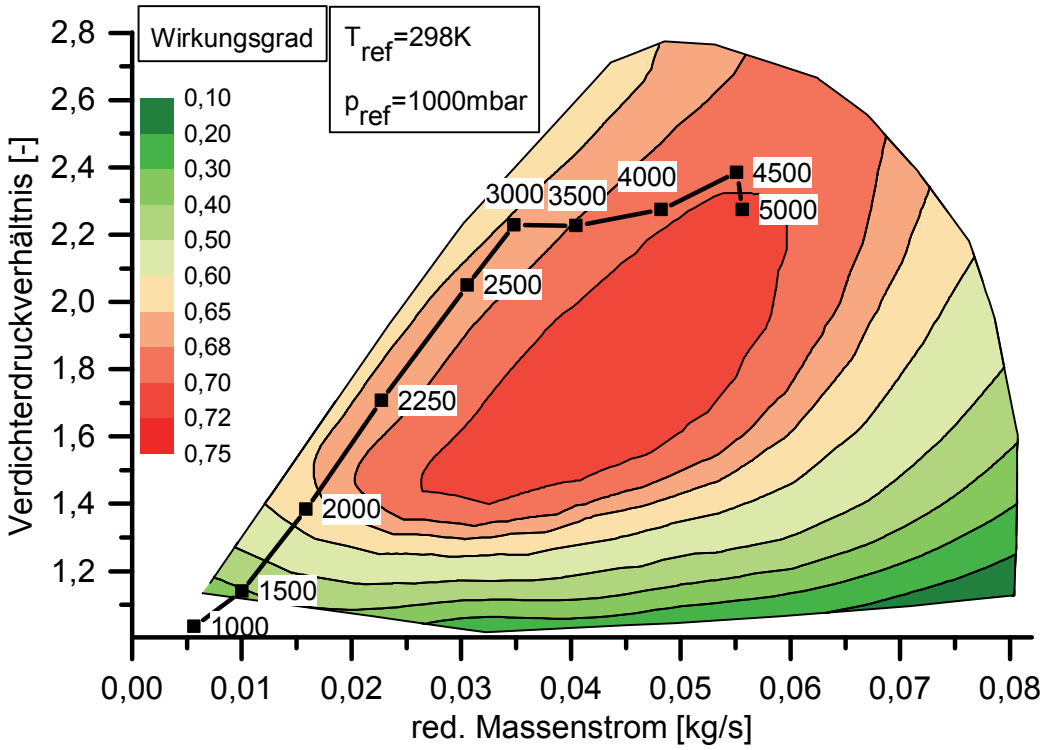

Abb. 6-14: Motorvolllast mit Drehzahlangabe [min^{-1}]
im IHI-Verdichterwirkungsgradkennfeld

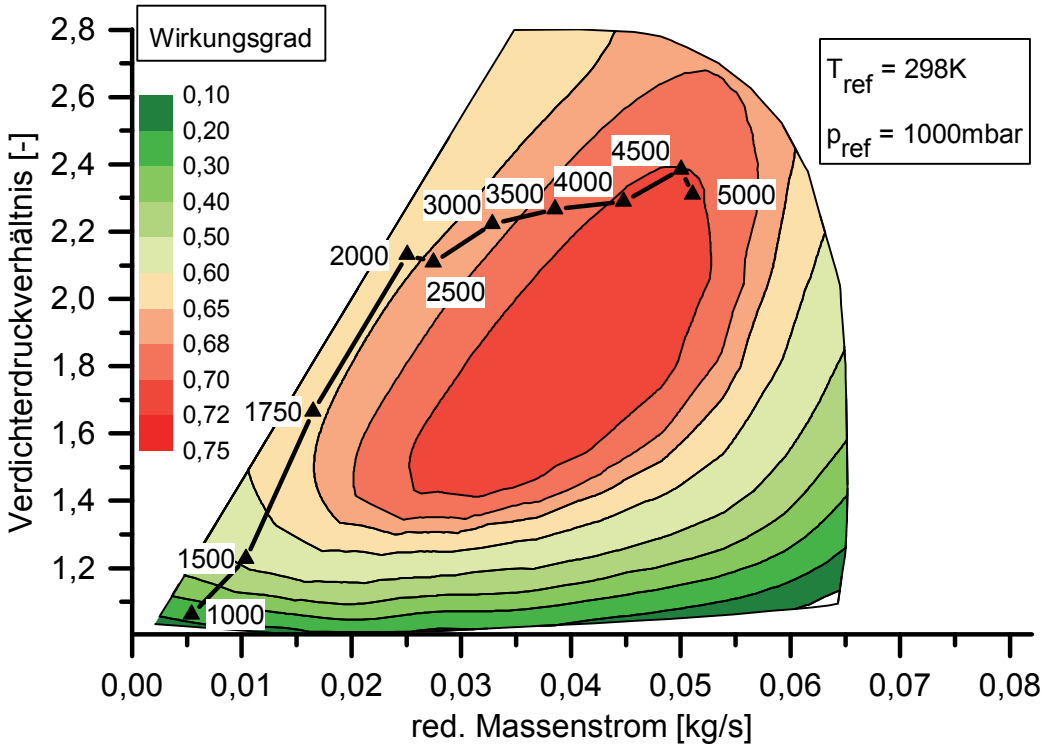

Abb. 6-15: Motorvolllast mit Drehzahlangabe [min^{-1}]
im KKK-Verdichterwirkungsgradkennfeld

Deutlich ist der erhebliche Mitteldruckgewinn zwischen 1500 – 2500 min^{-1}. Darunter arbeitet der KKK-Turbolader, wie in Abb. 6-15 gezeigt, ebenfalls bei niedrigen Wirkungsgraden und Verdichterdruckverhältnissen, was die Vorausbeurteilung des Turboladers (siehe Abb. 6-13) sehr gut wiedergibt. Bei 1750 min^{-1} kann der wirkungsgradoptimale Umsatzschwerpunkt auf Grund des maximalen Zylinderspitzendrucks nicht mehr eingestellt werden. Durch den nach spät verlagerten Umsatzschwerpunkt steigt die Abgastemperatur an. Das bereits ermittelte Leistungsoptimum bei einem Umsatzschwerpunkt von 25 °KWnZOT (siehe auch Kap. 6.4) wird auch mit diesem Turbolader erreicht. Dies reduziert den Zylinderspitzendruck um 25 bar, erhöht die Abgastemperatur um etwa 70 K und führt zu einer Erhöhung des effektiven Mitteldrucks von 2 bar (in Abb. 6-16 als Leistungsopt. benannt). Bei Motordrehzahlen über 2500 min^{-1} wird der Lastpunkt rein über die Wastegateregelung eingestellt, so dass sich sehr ähnliche Werte für beide untersuchten Turbolader einstellen. Die maximale Motorleistung kann mit ausreichend Abstand im Verdichterkennfeld zur Stopfgrenze erreicht werden. Eine Erhöhung des LowEnd-Torque durch den Einsatz eines weiter verkleinerten Turboladers ist mangels Verfügbarkeit am freien Markt aktuell nicht zu untersuchen.

Wie in Abb. 6-16 dargestellt, kann durch Spätstellung der Zündung und dementsprechend späten Umsatzschwerpunkt ein höherer Mitteldruck erzielt werden. Diese Zündwinkelvariation bei 1750 min^{-1}, kombiniert mit Scavenging, ist in Abb. 6-17 im Verdichterkennfeld gezeigt. Der Verdichterbetriebspunkt verlagert sich bei dieser Maßnahme Richtung Pumpgrenze. Bei einem Zündwinkel von 4 °KWvZOT wird ein Ladedruckmaximum erreicht. Eine weitere Spätstellung bei dieser Motordrehzahl führt zum Pumpen des Verdichters. Im Motorbetrieb muss ein dementsprechend großer Sicherheitsabstand von der Pumpgrenze des Verdichters eingehalten werden, um eine Schädigung zu vermeiden. Die Betriebspunktverlagerung mittels Einlassnockenwellenverstellung ist ebenfalls im Verdichterkennfeld eingetragen und erstreckt sich über einen größeren Kennfeldbereich. Bei 2000 min^{-1} ist der Vorteil der Direkteinblasung durch die Möglichkeit des Scavenging gezeigt. Ohne Ventilüberschneidung wird ein Verdichterdruckverhältnis von etwa 1,5 erreicht, mit zunehmender Ventilüberschneidung ca. 2,3 und folglich der Zielmitteldruck des Motors. Diese Maßnahme stellt einen entscheidenden Vorteil der Direkteinblasung im Gegensatz zur Saugrohreinblasung dar. Durch diese Variabilität kann der Betriebspunkt des Turboladers ohne geometrische Anpassung bei niedriger Motordrehzahl verschoben werden und den gewünschten Massenstrom für den zu erzielenden Mitteldruck zur Verfügung stellen. Die Limitierung stellt in diesen Betriebspunkten die Pumpgrenze dar.

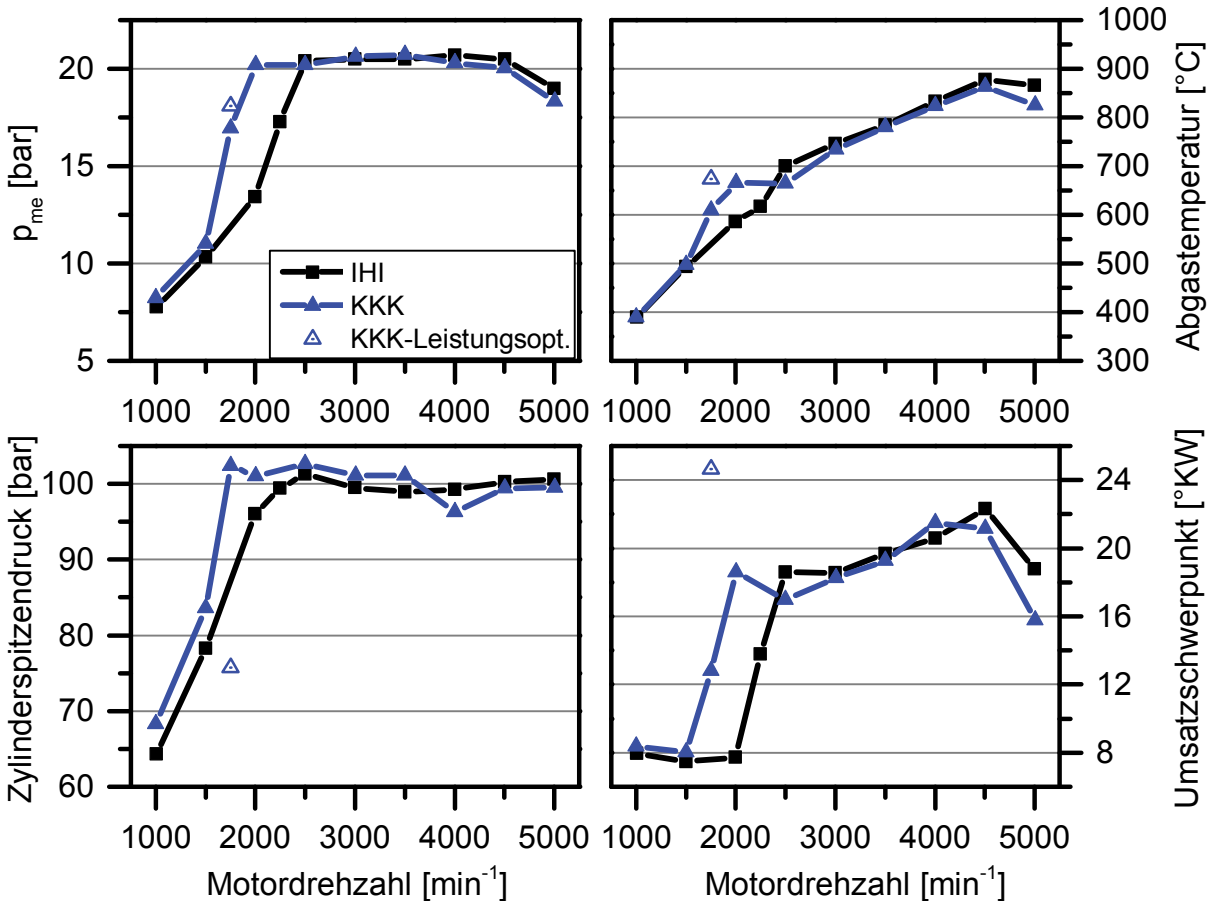

Abb. 6-16: Turboladervergleich in der Volllast; IHI und KKK

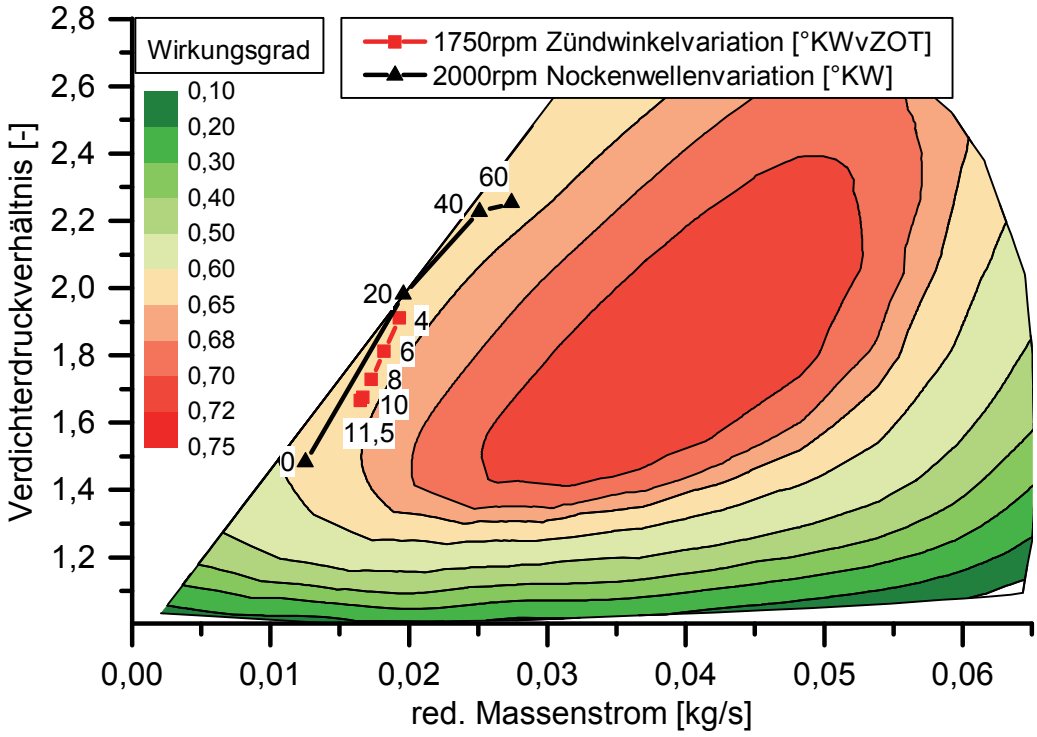

Abb. 6-17: Zünd- und Nockenwellenvariation im KKK-Verdichterwirkungsgradkennfeld

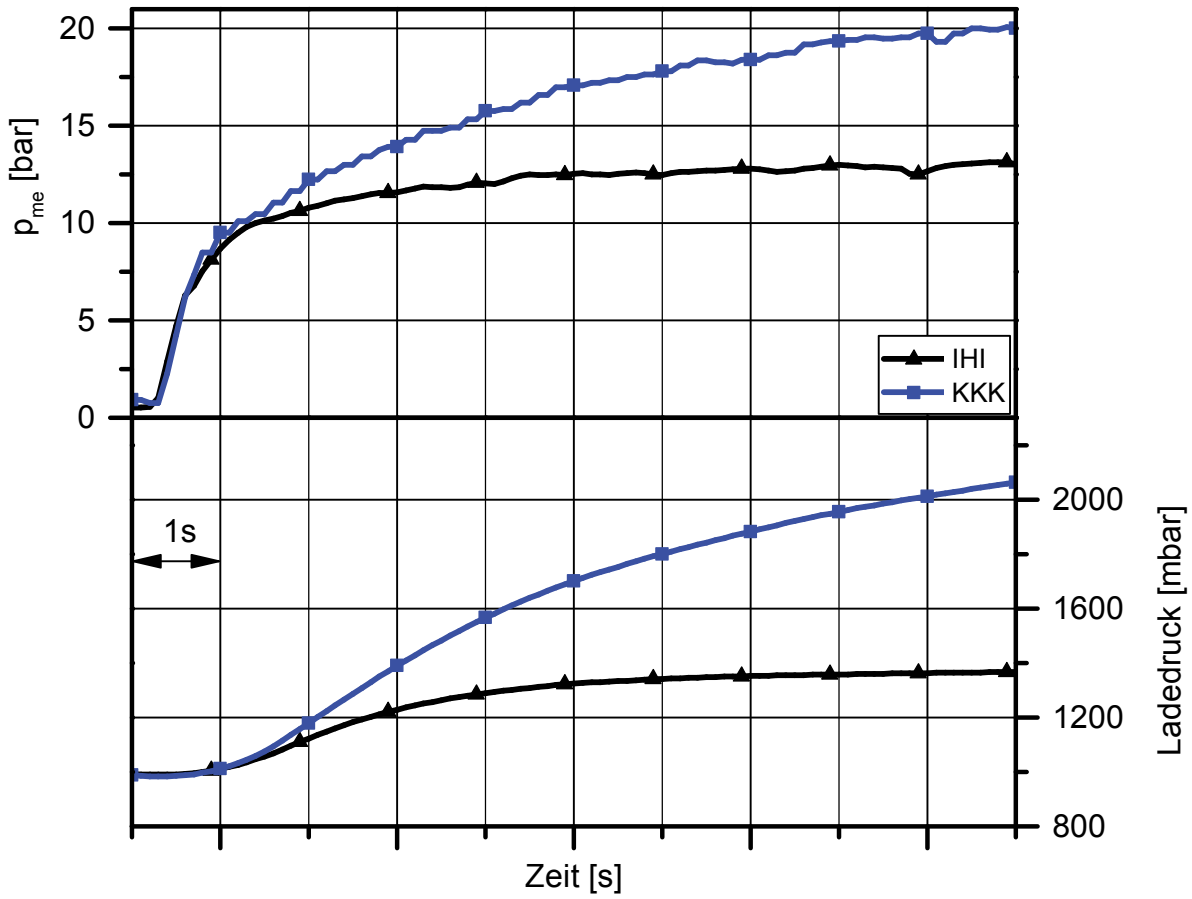

Abb. 6-18: Vergleich Lastsprung IHI und KKK Turbolader bei 2000 min^{-1}

Bei der vergleichenden Betrachtung der Turbolader stellt der dynamische Drehmomentenaufbau eine wichtige Größe dar. Durch fehlende Steuerungs- und Regelfunktionen des Prototyping Steuergeräts zum Untersuchungszeitpunkt konnte nur mit einer vereinfachten Vorgehensweise eine Bewertung durchgeführt werden. Ventilüberschneidung und Einblaszeitpunkt, sowie Wastegatestellung wurden während des Lastsprungs bei konstanter Drehzahl nicht verändert. Die vergleichende Untersuchung des dynamischen Ansprechens der beiden Turbolader in Abb. 6-18 bei einer konstanten Motordrehzahl von 2000 min^{-1} zeigt den wesentlich schnelleren Ladedruckaufbau des kleineren KKK Turboladers und erreicht entsprechend der stationären Ergebnisse den Zielmitteldruck von 20 bar. Dementsprechend ist nicht nur das stationäre LowEnd Torque wesentlich erhöht, sondern steht zudem in kürzerer Zeit mehr Drehmoment zur Verfügung.

6.7 Volllastverhalten verschränkter Nockenwellen

Während bei den Teillastuntersuchungen der sog. Atkinsonzyklus, das Schließen des Einlassventils in der Kompressionsphase, den Motor entdrosselt, ist die Volllastanforde-

rung einen möglichst hohen Liefergrad vor allem im niedrigen Drehzahlbereich darzustellen. Die verschränkte Nockenwellenauslegung bietet durch die längere Gesamtöffnungsdauer dementsprechende Vorteile. In Abb. 6-19 ist das Volllastverhalten über den Einlassnockenwellenverstellwinkel bei 2000 min^{-1} in der Variante mit Verdichtung 13,6 dargestellt. In dieser Konfiguration war mit der 60 °KW verschränkten Einlassnockenwelle auf Grund eines Sensorfehlers ein maximaler Verstellwinkel von 50 °KW realisierbar.

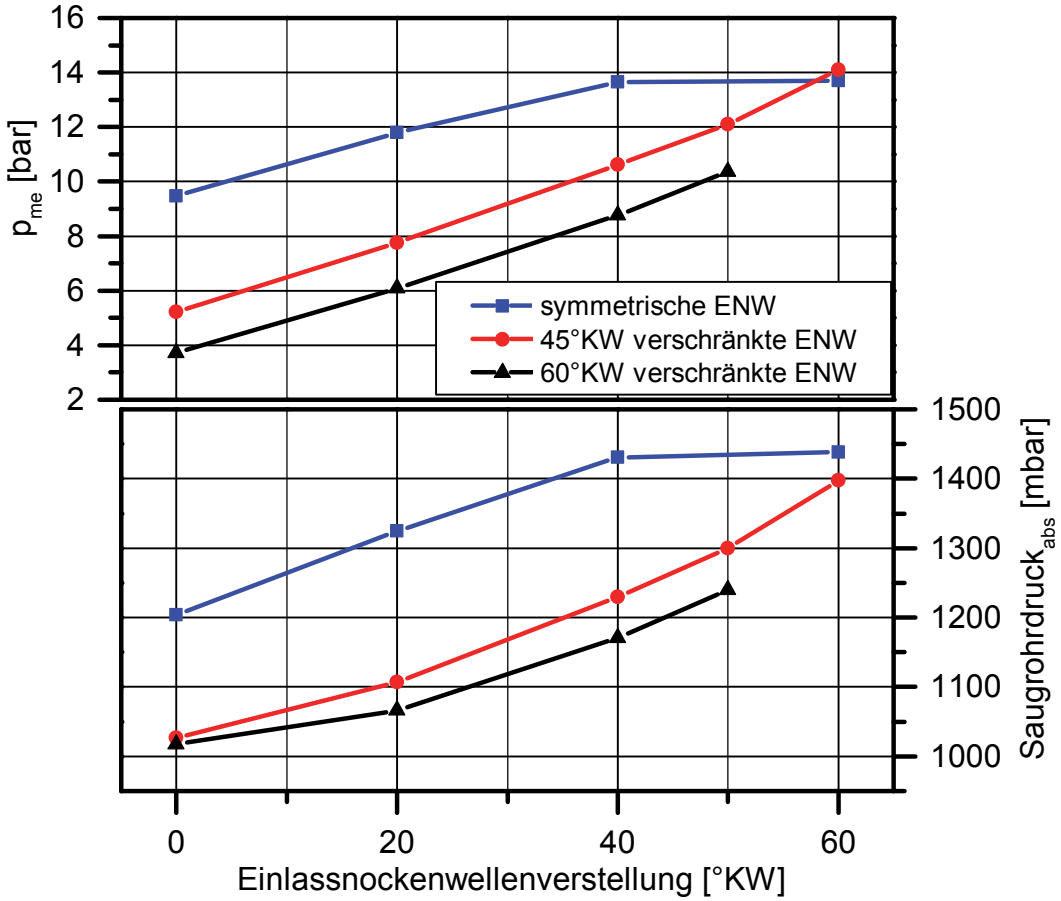

Abb. 6-19: Volllastverhalten über der Einlassnockenwellenverstellung; 2000 min^{-1}

Bei 0 °KW Verstellwinkel (keine Ventilüberschneidung) wird bei der symmetrischen Einlassnockenwelle ein effektiver Mitteldruck von fast 10 bar erreicht. Dabei schließen die Einlassventile kurz nach dem unteren Totpunkt. Durch das Ausschieben von Ladung bei den verschränkten Einlassnockenwellen liegt der erreichbare Mitteldruck unter 6 bzw. 4 bar. Mit zunehmender Vergrößerung des Verstellwinkels steigt die Zylinderfüllung und damit der Mitteldruck an. Die Einlassventile schließen bei der symmetrischen Einlassnockenwelle dabei vor dem unteren Totpunkt, so dass nicht der gesamte Ansaughub ausgenutzt werden kann, was sich in einer Stagnation des erreichbaren Mitteldrucks ausdrückt. Bei den verschränkten Einlassnockenwellen steigt der Mitteldruck proportional zum Verstellwinkel an. Durch die 15 °KW verlängerte Einlassventilöffnungsdauer der

60 °KW verschränkten Variante befindet sich die Mitteldruckkurve konstant unter der 45 °KW verschränkten Variante.
Bei vollem Verstellwinkel übertrifft diese Variante den effektiven Mitteldruck der symmetrisch ausgelegten Einlassnockenwelle. Dies ist auf die Darstellung der vollen Ventilüberschneidung kombiniert mit dem Einlassventil schließen im unteren Totpunkt zurückzuführen, wodurch sowohl ein großes Spülgefälle, als auch der gesamte Ansaughub von der Ventilöffnung abgedeckt wird. Dieses Ergebnis bestätigt die Vorauslegung der Nockenwellen (siehe Abb. 5-15), wobei ein etwas höherer Mitteldruckvorteil der 45 °KW verschränkten Einlassnockenwelle gemessen werden konnte. Die 60 °KW verschränkte Variante kann durch die sehr lange Einlassventilöffnungsdauer den effektiven Mitteldruck nicht erreichen, da trotz maximaler Ventilüberschneidung, wie in Abb. 6-20 gezeigt, noch Ladung ausgeschoben wird. Für die Darstellung der Volllast im LowEnd Torque Bereich wurde diese Variante daher nicht weiter betrachtet.

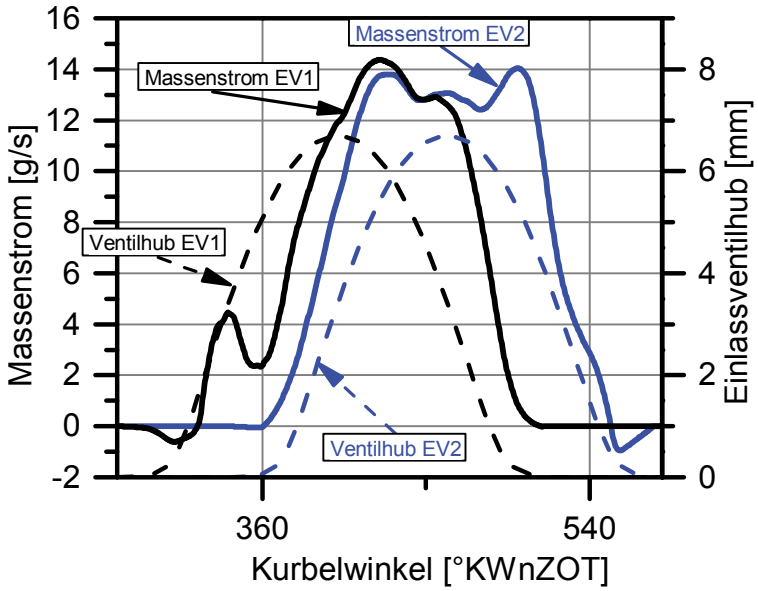

Abb. 6-20: simulierter Massenstrom über Einlassventilhub mit
60 °KW verschränkter ENW; 2000 min^{-1} Volllast , max. Phasenfrühverstellung

In Abb. 6-21 ist die Volllast im Drehzahlbereich von 1000 – 3000 min^{-1} für die symmetrische und 45 °KW verschränkte Einlassnockenwelle mit IHI Turbolader dargestellt. Dabei ist die Phasenlage der Einlassnockenwelle an das maximale Drehmoment für die jeweilige Variante angepasst. Der Umsatzschwerpunkt ist auf den maximalen Zylinderspitzendruck über den Zündwinkel eingestellt. Bis 2000 min^{-1} ist ein wirkungsgradoptimaler Umsatzschwerpunkt möglich. Durch die größere Ventilüberschneidung und längere Öffnungsdauer der Einlassventile bei der 45°KW verschränkten Einlassnockenwelle ergibt sich ein leichter Vorteil im effektiven Mitteldruck. Bei 2250 min^{-1} muss zur Zylinderspitzendruckeinhaltung der Umsatzschwerpunkt bei der 45 °KW verschränkten Nockenwelle weiter nach spät verlagert werden, wodurch mehr Abgasenthalpie an der Turbine, und

demzufolge etwa 180 mbar mehr Ladedruck, zur Verfügung steht. Kombiniert mit der verbesserten Füllung ergibt sich ein deutlicher Anstieg des effektiven Mitteldrucks um rund 2 bar. Ab 2500 min^{-1} wird der Lastpunkt einerseits über die Wastegateregelung auf den maximalen Mitteldruck von etwa 20 bar eingestellt, andererseits der Umsatzschwerpunkt für die Einhaltung des Zylinderspitzendrucks nach spät verstellt. Die als Referenz geltende Volllast mit der symmetrischen Einlassnockenwelle wird mit der 45 °KW verschränkten Einlassnockenwelle übertroffen, wie in Abb. 6-21 gezeigt.

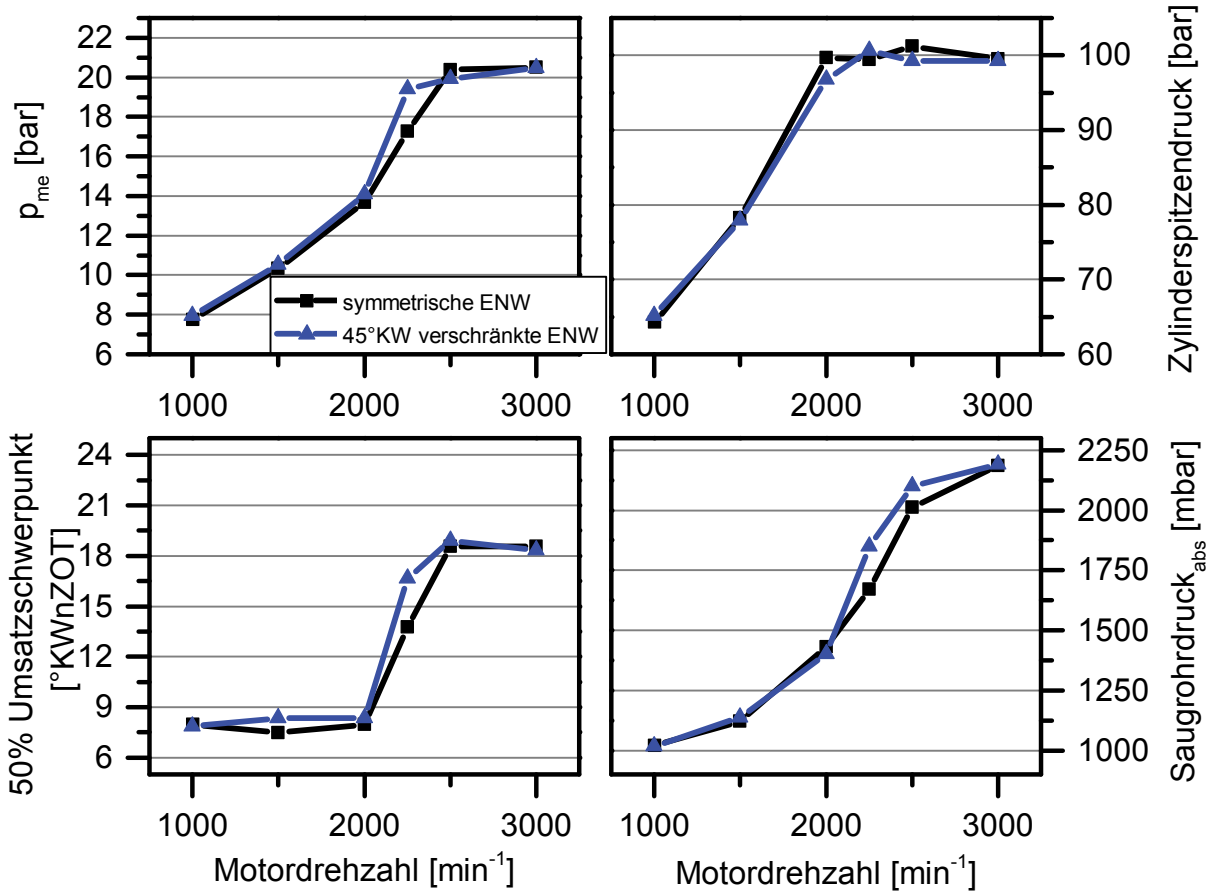

Abb. 6-21: Volllastvergleich symmetrische und 45 °KW verschränkte Einlassnockenwelle 1000 – 3000 min^{-1}, λ = 1, IHI ATL

Für den Einsatz in einem Fahrzeug ist die geänderte Applikation mit Ventilsteuerzeiten ein wesentlicher Betrachtungspunkt, da rein über die Verstellung der Einlassnockenwelle in weiten Bereichen eine ungedrosselte Lasteinstellung möglich ist. Es ist zu beachten, dass die Auslegung der gesamten Einlassventilöffnungsdauer so gewählt wird, dass in der Volllast eine ausreichende Zylinderfüllung zur Verfügung steht. Die einfache Variabilität der Phasenlagenverstellung wie hier gezeigt bietet für ein Minimalkonzept bereits diesen Freiheitsgrad.

6.8 Verringerung des Verdichtungsverhältnisses von 13,6 auf 12,0

Die Absenkung der Verdichtung zu Gunsten der Brennraumform wurde bereits in Kap 5.5 gezeigt. An der Volllast wirkt sich die Verdichtungsreduktion verstärkt auf die Expansion und den Zylinderspitzendruck aus. In Abb. 6-22 ist die Einlassnockenwellenvariation bei 2000 min^{-1}, Volllast mit den beiden Verdichtungen und symmetrischer Einlassnockenwelle dargestellt. Der Umsatzschwerpunkt liegt bei der Untersuchung wirkungsgradoptimal bei 8 °KWnZOT. Die Verdichtungsreduktion führt demnach zur Anhebung der Abgastemperatur bei gleichzeitiger Reduktion des Zylinderspitzendrucks. Dieser Temperaturanstieg von max. 20 K führt zu einer geringen Abgasenthalpieerhöhung, wodurch sich ein leichter Mitteldruckvorteil auf Grund eines etwas höheren Ladedrucks ergibt.

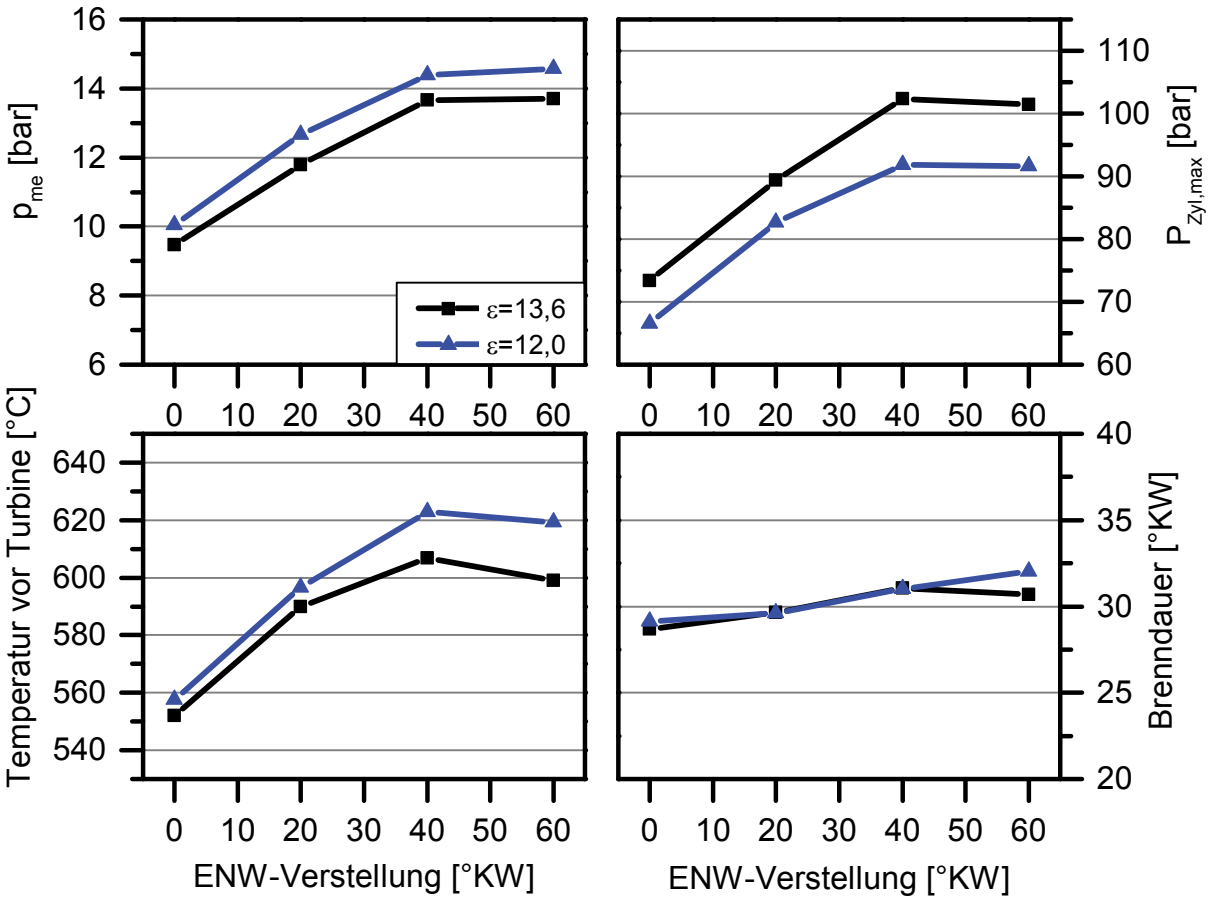

Abb. 6-22: Nockenwellenvariation bei 2000 min^{-1} Volllast;
Vergleich der Verdichtung ε = 13,6 und ε = 12,0, symmetrische ENW

Der Verdichtungsvergleich über die gesamte Volllast in Abb. 6-23 zeigt einen wirkungsgradoptimalen Umsatzschwerpunkt bei 8 °KWnZOT bis 2000 min^{-1}. Oberhalb dieser Drehzahl wird die Spitzendruckbegrenzung von 100 bar über die Verlagerung des Umsatzschwerpunktes nach spät berücksichtigt. Ein um etwa 4 °KW später Umsatzschwerpunkt ist mit der Verdichtung von 13,6 nötig, um den Zylinderspitzendruck einzuhalten.

Dies resultiert in einer vergleichbaren Abgastemperatur. Mit der Verdichtung 12,0 ist bis 2000 min^{-1} eine gesteigerte Abgastemperatur auf Grund der reduzierten Expansion ersichtlich, darüber hinaus liefert die spätere Verbrennungslage bei der Verdichtung 13,6 ähnliche Abgastemperaturen wie bei der reduzierten Verdichtung. Dies resultiert in einem annähernd identischen effektiven Wirkungsgrad- sowie Mitteldruckverlauf. Der effektive Wirkungsgrad von 35 % wird von beiden Verdichtungsstufen bei 3000 min^{-1} übertroffen. An der Volllast ist mit der Verdichtung von 12,0 im Vergleich zu 13,6 kein Nachteil hinsichtlich Mitteldruck und Wirkungsgrad zu verzeichnen. Durch die Zylinderspitzendruckbeschränkung kann das Potential einer höheren Verdichtung an der Volllast in diesem Fall nicht erschlossen werden.

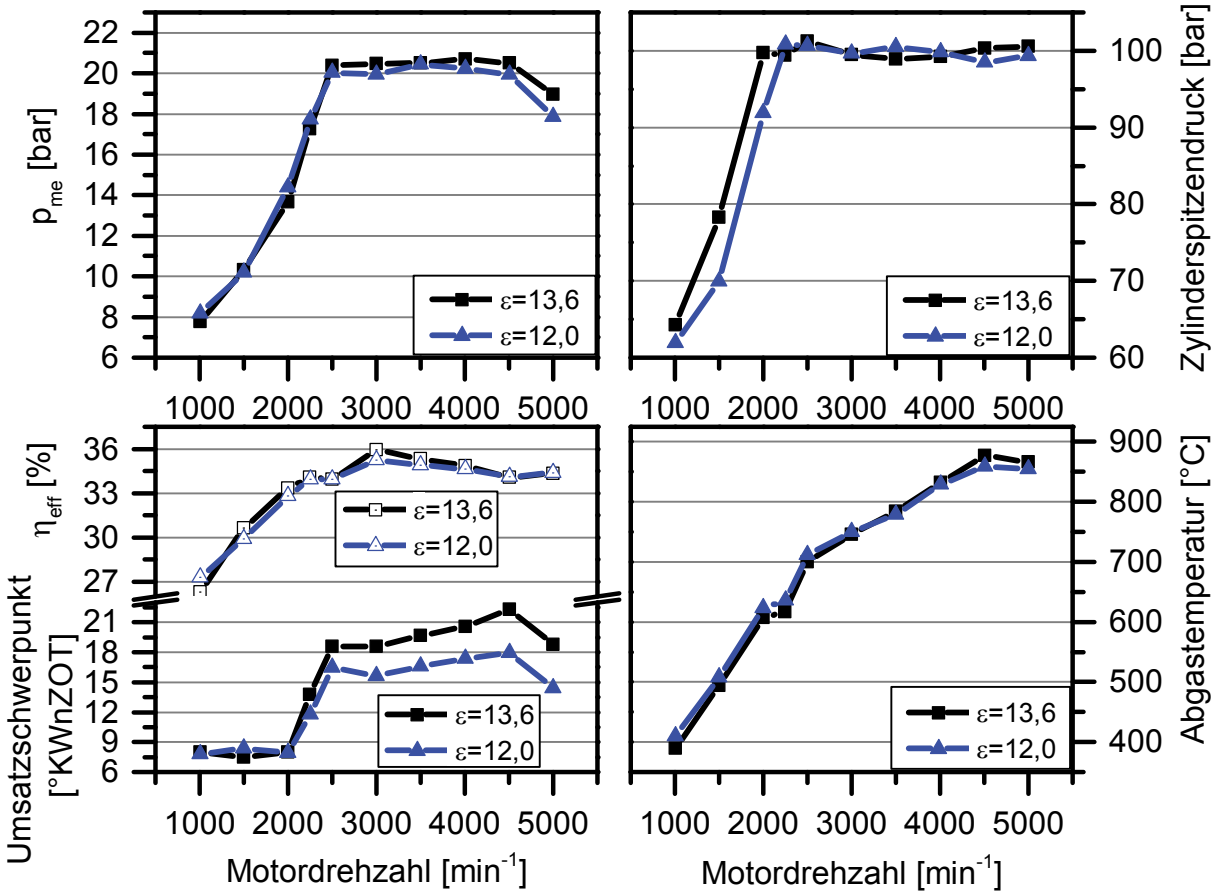

Abb. 6-23: Volllastvergleich ε = 13,6 vs. ε = 12,0

6.9 Verdichtungsabsenkung und verschränkte Einlassnockenwelle

Die Optimierung des Brennraums mit gesenktem Verdichtungsverhältnis zeigt keinen nachteiligen Einfluss auf das erreichbare Drehmoment. Der Einsatz der 45 °KW ver-

schränkten Einlassnockenwelle bei optimiertem Brennraum verspricht daher einen zielführenden Ansatz, das Drehmoment im LowEnd Torque Bereich zu steigern. Abb. 6-24 zeigt den Einfluss der Einlassnockenwellenverstellung bei 2000 min^{-1} Volllast.

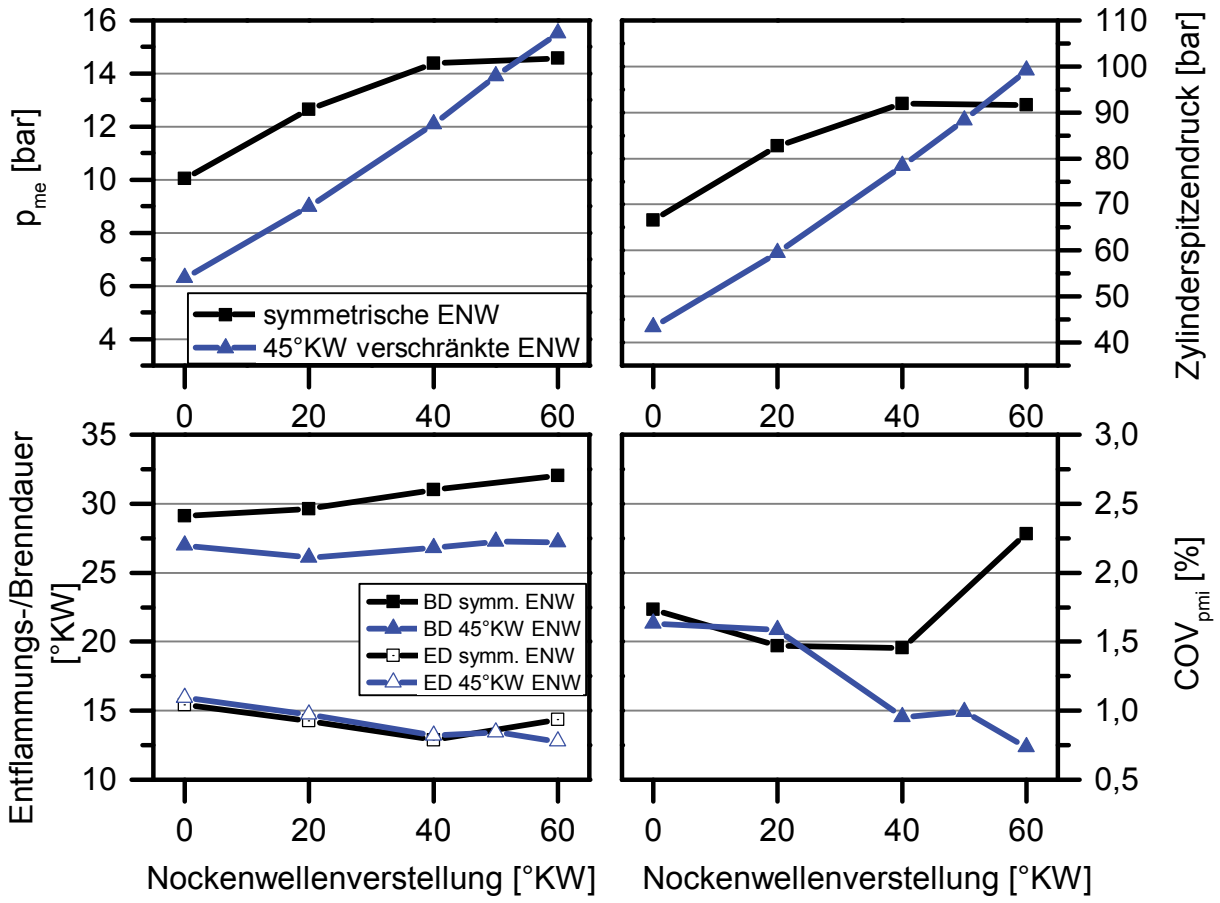

Abb. 6-24: Volllastverhalten über der Einlassnockenwellenverstellung; ε = 12,0, 2000 min^{-1}

Die drosselfreie Laststeuerung mit der verschränkten Einlassnockenwelle ist analog zur Verdichtung 13,6 über einen großen Mitteldruckbereich möglich. Der maximale Mitteldruck wird dabei mit voller Ventilüberschneidung erreicht und liegt über dem Niveau der symmetrischen Einlassnockenwelle. Die lange Ventilöffnungsdauer deckt den gesamten Ansaughub bis zum unteren Totpunkt ab. Dadurch steht mehr Ladung im Zylinder zur Verfügung, wodurch ein höherer Mitteldruck erreicht werden kann. Zudem wirkt sich die Verschränkung auf die Gemischaufbereitung positiv aus. Der Entflammungsdauer (ED) ist bei beiden Varianten sehr ähnlich, die Brenndauer (BD) wird bei der betrachteten Drehzahl jedoch mit der verschränkten Einlassnockenwelle erheblich reduziert. Die Laufruhe des Motors kann bei maximalem Mitteldruck signifikant verbessert werden. Dabei liegt stets ein wirkungsgradoptimaler Umsatzschwerpunkt vor und das Einblastiming findet nach Einlassventil schließt statt.

Der relevante Drehzahlbereich bis zum Eckdrehmoment bei 2500 min^{-1} wird mit der 45 °KW verschränkten Einlassnockenwelle durch die verbesserte Gemischaufbereitung und längere Fülldauer bei einem etwas höheren Mitteldruck abgedeckt als mit der symmetrischen Einlassnockenwelle, wie in Abb. 6-25 gezeigt. Durch die verbesserte Füllung und die verkürzten Brenndauern bis 2500 min^{-1} wird ein gesteigerter Zylinderspitzendruck erreicht. Der COV_{pmi} respektive die Laufruhe des Motors kann mit der verschränkten Einlassnockenwelle als sehr gut bewertet werden. Ab 3000 min^{-1} wird die Leistung des Motors bei voll geöffneter Drosselklappe über die Wastegateregelung eingestellt. Ein nachteiliger Effekt hinsichtlich Drehmoment bzw. Leistung ist mit der 45 °KW verschränkten Einlassnockenwelle nicht gegeben.

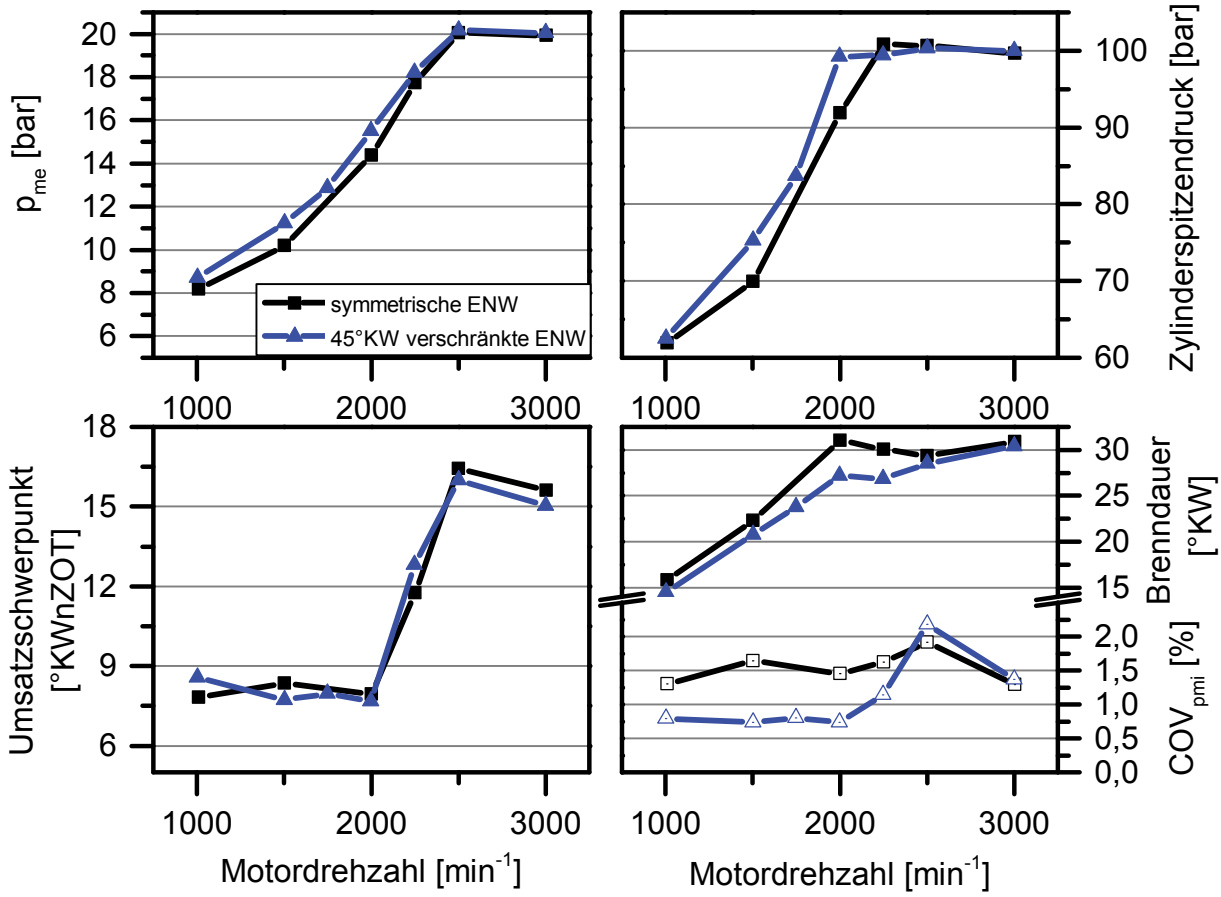

Abb. 6-25: Volllastvergleich ε = 12,0;
symmetrische und 45 °KW verschränkte Einlassnockenwelle

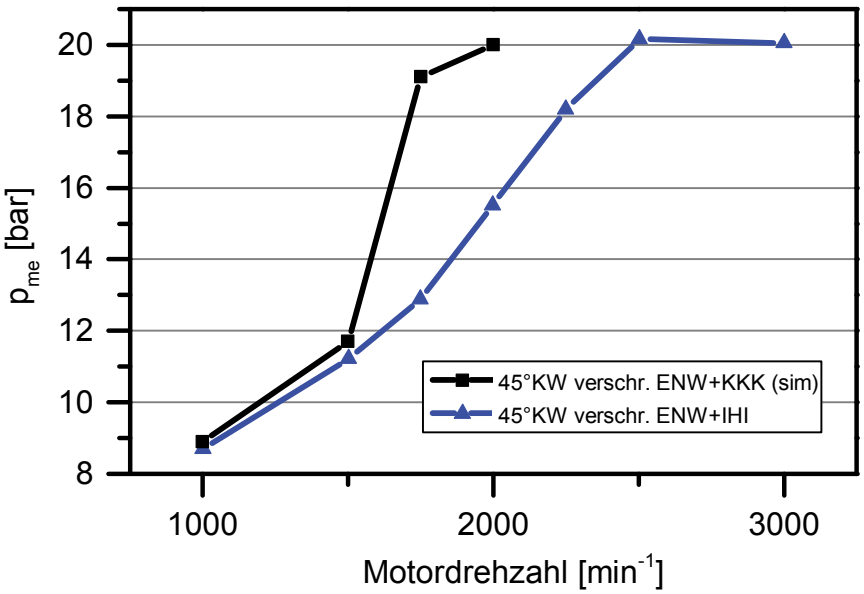

Abb. 6-26: Vergleich LowEnd Torque ε = 12,0,
45°KW verschränkter Einlassnockenwelle und Turboladervarianten
(Variante KKK simuliert)

Es zeigt sich ein durchweg positives Volllastverhalten mit der 45 °KW verschränkten Einlassnockenwelle. Wird diese Maßnahme zusätzlich mit dem optimierten KKK Turbolader (siehe Kap. 6.6) kombiniert, ergibt sich auf Basis der Turboladerkennfelder sowie Prüfstandsergebnissen das simulierte LowEnd Torque in Abb. 6-26. Dabei kann das Eckdrehmoment von ursprünglich 2500 min^{-1} auf 2000 min^{-1} gesenkt werden. Ab 2000 min^{-1} wird das maximale Drehmoment über das Wastegate eingestellt.
Durch diese Kombination aus spülendem Ladungswechsel mit einer Einlassnockenwellenauslegung, bei der dabei das Einlassventil in der Nähe des unteren Totpunktes schließt und somit in einem erhöhten Liefergrad resultiert, führt zu einem signifikant verbesserten LowEnd Torque, ohne Einschränkung in der geforderten Motorleistung.

6.10 Resümee Volllast - Vergleich der Maßnahmen

Ein wesentlicher Betrachtungspunkt für die Volllast ist die Anpassung des Motors an die Anforderungen des Kraftstoffes Erdgas. So kann durch die Anhebung des zulässigen Zylinderspitzendruckes um 20 bar der überwiegende Teil des Motorkennfeldes mit einem wirkungsgradoptimalen Zündwinkel betrieben werden, sowie die gesamte Volllast bei mäßig nach spät versetzten Zündwinkeln. Durch die zusätzliche Anhebung der Verdichtung ist die maximale Abgastemperatur von 900 °C kein limitierender Faktor. Durch den Betrieb mit Erdgas entfällt die Volllastanreicherung und das gesamte Motorkennfeld wird mit stöchiometrischem Kraftstoff-Luftgemisch dargestellt. Es hat sich gezeigt, dass die Verdichtung von 13,6 bei dieser Motorkonfiguration zu einer ungünstigen Brennraumform

führt. Zudem ergibt sich kein Wirkungsgradvorteil an der Volllast durch die Zylinderspitzendruckbegrenzung. Die reduzierte Verdichtung, kombiniert mit der vorgestellten 45 °KW verschränkten Einlassnockenwelle, führt zu einer gesteigerten Füllung und verkürzten Brenndauern. Dadurch kann der effektive Mitteldruck im LowEnd-Torque Bereich gesteigert werden. Neben der Anpassung der Motorparameter ist eine deutliche Steigerung des LowEnd-Torque durch die Anpassung des Turboladers erreichbar.
Die vergleichende Untersuchung der Volllast ist in Abb. 6-27 für folgende Varianten dargestellt:

- DI-Benzinbetrieb mit Verdichtungsverhältnis ε = 8,8
- CNG-Saugrohreinblasung mit Verdichtungsverhältnis ε = 8,8
- CNG-Direkteinblasung mit Verdichtungsverhältnis ε = 13,6
- CNG-Direkteinblasung mit Verdichtungsverhältnis ε = 12,0 und 45 °KW verschränkter Einlassnockenwelle
- CNG-Direkteinblasung mit Verdichtungsverhältnis ε = 12,0 und 45 °KW verschränkter Einlassnockenwelle mit KKK Turbolader (Simulation)

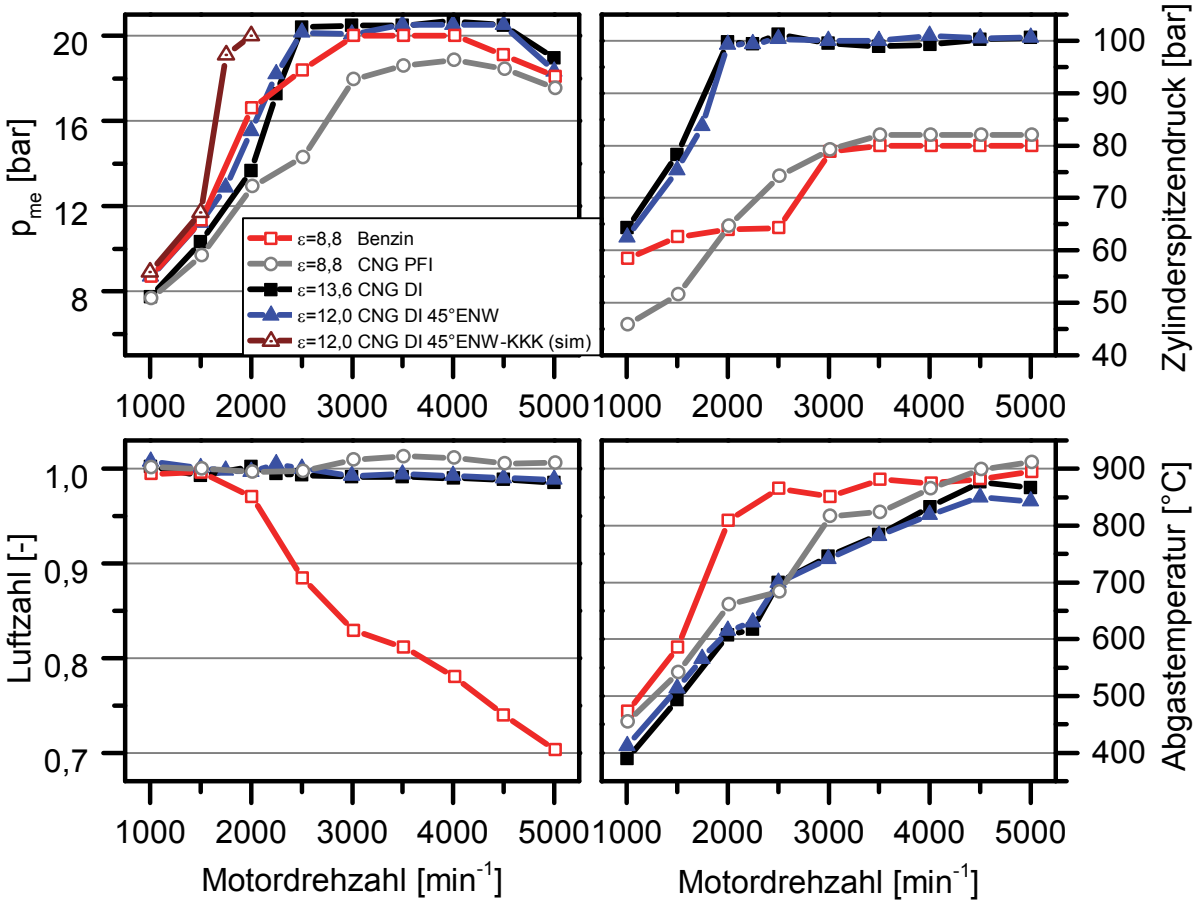

Abb. 6-27: Vergleich der Volllastcharakteristik Verdichtungen 8,8 - 12,0 - 13,6

Basis stellt der DI-Benzinbetrieb mit dem Verdichtungsverhältnis ε = 8,8 dar. Bedingt durch die Klopfgrenze kann der Verbrennungsschwerpunkt nicht wirkungsgradoptimal eingestellt werden. Dies ist deutlich in der hohen Abgastemperatur ersichtlich. Zudem muss zur Einhaltung der maximalen Abgastemperatur von 900 °C bereits ab 2000 min^{-1} angereichert werden. Ab 3000 min^{-1} ist aus Gründen der Zylinderspitzendruckbegrenzung von 80 bar der Verbrennungsschwerpunkt nach spät zu verstellen. Im Benzinbetrieb ist der Ausgangsmotor demnach temperatur- und spitzendruckbegrenzt. Ähnlich ist die Umstellung von Benzin auf Erdgas bei der Verdichtung von ε = 8,8. Die Klopfproblematik im unteren Drehzahlbereich wird eliminiert, das erreichbare Drehmoment wird aber auf Grund des Verdrängungseffektes von Erdgas von über 10 % nicht erreicht. Es stellt sich ebenfalls eine Temperatur- und Spitzendruckbegrenzung bei diesem Konzept dar.
Mit der angepassten Verdichtung von ε = 13,6 und einem zulässigen mittleren Zylinderspitzendruck von 100 bar ergibt sich keine Limitierung aufgrund von Klopfen oder irregulären Verbrennungsvorgängen. Allerdings muss auf Grund dieser Zylinderspitzendruckbegrenzung bereits oberhalb von 2000 min^{-1} die Zündung nach spät verstellt werden. Das hohe Verdichtungsverhältnis mit starker Expansion hilft, dass trotz der späteren Verbrennungslage das Abgastemperaturlimit von 900 °C nicht überschritten wird. Durch den Entfall der Kraftstoffanreicherung zur Kühlung im Erdgasbetrieb kann im gezeigten Fall nicht nur bis zu 30 % Kraftstoff im Vergleich zur Benzinvariante bei Volllast eingespart werden, sondern auch die damit verbundenen Kohlenmonoxid- und unverbrannten Kohlenwasserstoffemissionen drastisch gesenkt werden.
Die abgesenkte Verdichtungsstufe von ε = 12,0, kombiniert mit der 45 °KW verschränkten Einlassnockenwelle zeigt gegenüber der Verdichtung von ε = 13,6 und symmetrischer Einlassnockenwelle trotz wirkungsgradoptimaler Zündungseinstellung einen Mitteldruckvorteil. Dies ist auf die schnellere Kraftstoffumsetzung und höhere Füllung mit verschränkter Einlassnockenwelle zurückzuführen. Der maximale Zylinderspitzendruck wird dabei ebenfalls bei 2000 min^{-1} erreicht. Die Abb. 6-27 dargestellten Werte ergeben sich bei wirkungsgradoptimaler- bzw. spitzendruckbegrenzter Verbrennungslage, so dass im LowEnd-Torque Bereich noch Potential durch die Zündungsspätstellung vorhanden ist. Trotz der im Vergleich zur Benzinvariante bis zu 200°C geringeren Abgastemperatur werden die Mitteldruckwerte der Benzinvariante erreicht, was speziell für kleine Fahrzeuge mit hohem Anteil an Hochlastbetrieb essentiell ist. Durch die Anpassung des Turboladers ergibt sich ein Eckdrehmoment bei ~2000 min^{-1}, was für die prinzipiell kurzhubige Motorauslegung hinsichtlich hoher Drehzahlen und geringen Hubraum einen deutlichen Erfolg der Maßnahmen darstellt.

7 Abgasnachbehandlungsuntersuchungen

Die Abgasnachbehandlung bei Erdgasmotoren stellt auf Grund des stabilen Methanmoleküls (siehe Kap. 2.2.2) eine besondere Herausforderung dar. Die Konvertierung der Schadstoffkomponenten ist von der Temperatur, der Zusammensetzung des Abgases und dem Abgasmassenstrom abhängig, der das Volumen des Katalysators bestimmt. Bei einem stöchiometrischen Betrieb erfolgt die Abgasnachbehandlung über einen dem Motor nachgeschalteten Dreiwegekatalysator. Die wesentlichen Schadstoffkomponenten bestehen aus NO und NO_2, üblicherweise zusammengefasst zu NO_x, CO und Kohlenwasserstoffen (C_mH_n). Beim Vorbeiströmen des Abgases an der Katalysatoroberfläche werden die Stickoxidverbindungen reduziert und den unvollständig oxidierten Komponenten CO und C_mH_n Sauerstoff zugeführt. Die Oxidationen verlaufen dabei exotherm, wobei die Reduktion der Stickoxide eine endotherme Reaktion darstellt. Die Reaktionswege sind nach [112]:

$$2\,NO_2 \rightarrow N_2 + 2\,O_2 \tag{7-1}$$

$$2\,NO \rightarrow N_2 + O_2 \tag{7-2}$$

$$2\,CO + O_2 \rightarrow 2\,CO_2 \tag{7-3}$$

$$CH_4 + 2\,O_2 \rightarrow CO_2 + 2\,H_2O \tag{7-4}$$

Die Gleichungen (7-1) bis (7-4) stellen lediglich die allgemeinen Bruttoreaktionen dar. Die Vorgänge im Katalysator sind wesentlich komplizierter und durch einfache Bruttoreaktionen nicht umfassend erklärbar.

Bei vollständiger Konvertierung entstehen die natürlich vorkommenden Komponenten Stickstoff N_2, Sauerstoff O_2, Kohlenstoffdioxid CO_2 und Wasser H_2O. Um eine möglichst hohe Umsatzrate aller Schadstoffkomponenten zu erreichen, muss ein ausgewogenes Verhältnis zwischen Sauerstoffabsorbenten, wie CO und C_mH_n und Sauerstoffemittenten wie NO_x und freiem Sauerstoff vorliegen. Dies wird nach Zacharias [112] und Mollenhauer [113] bei schwach fettem Gemisch im Erdgasbetrieb zwischen $\lambda = 0{,}98\ldots0{,}99$ erreicht. In diesem Bereich muss auch das Lambdafenster im Motorbetrieb liegen.

In [114] wurden verschiedene Katalysatorbeschichtungen auf ihre Methankonvertierung untersucht. Dabei zeigte die Mischung aus Palladium und Rhodium den besten Kompromiss zwischen Alterungsbeständigkeit, Lambdafenster und Light-Off Temperatur.

Für die Untersuchungen am Motorenprüfstand wurden demnach Katalysatoren, bestehend aus einem Keramikmonolithen und den aktiven Komponenten Rhodium (Reduktion) und Palladium (Oxidation) gewählt. Sie sind in Tabelle 7-1 spezifiziert, wobei die geomet-

rischen Abmessungen annähernd identisch sind. Die verwendeten Katalysatoren stammen von zwei unterschiedlichen Herstellern und sind explizit für den Erdgaseinsatz entwickelt.

Tabelle 7-1: verwendete Katalysatoren

	Katalysator A	**Katalysator B**
Zellanzahl [cpsi]	600	900
Rhodium [g/ft³]	10	5
Palladium [g/ft³]	300	245
Wandstärke [mil]	2,5	2
Durchmesser [mm]	101	97
Länge [mm]	100	100

Wie bereits in Kap. 2.1.2 gezeigt, ist eine Methankonvertierung im Dreiwegekatalysator erst bei hohen Temperaturen möglich. Die beiden betrachteten Katalysatorvarianten zeigen prinzipiell das gleiche Verhalten wie in Abb. 2-3 dargestellt. Die Methankonvertierung der neuen Katalysatoren aus Tabelle 7-1 ist in Abb. 7-1 dargestellt.

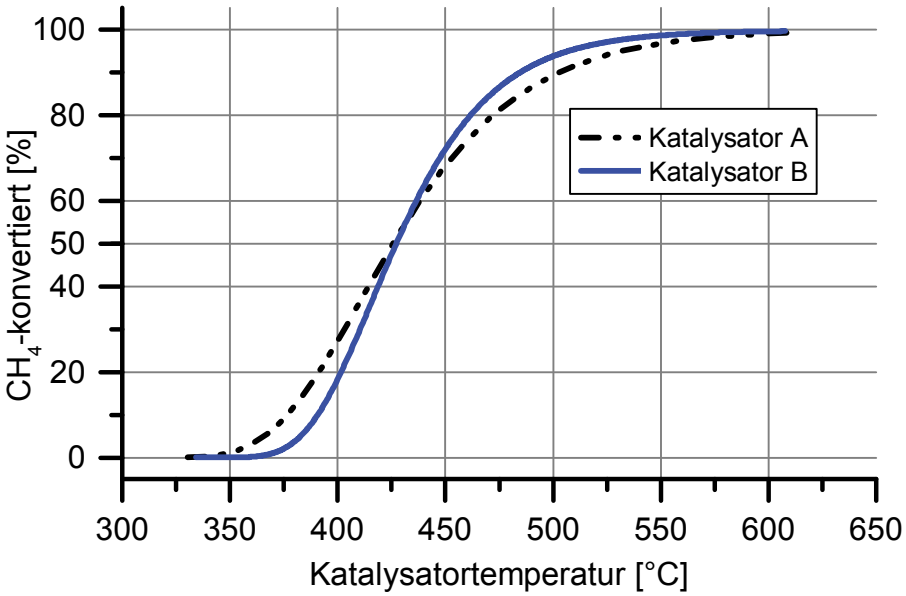

Abb. 7-1: Methankonvertierung bei λ = 1; 5 kg/h < m_{Abgas} < 18 kg/h

Bei stöchiometrischem Gemisch wird die Katalysatortemperatur über eine Zündwinkelvariation bei einer Motordrehzahl von 1400 min^{-1} und Abgasmassenströmen von maximal 18 kg/h eingestellt. Dabei ist die Light-Off Temperatur im 50% Konvertierungspunkt ident bei ~425 °C. Obwohl der Katalysator B eine geringere Edelmetallbeladung aufweist, zeigt

sich kein wesentlicher Unterschied in der Methankonvertierung. Um die nötige Temperatur zu erreichen, werden im Folgenden verschiedene Maßnahmen untersucht.

7.1 Einfluss der Zündwinkelspätstellung

Eine übliche Maßnahme zur Anhebung der Abgastemperatur stellt die Spätstellung des Zündwinkels dar. In Abb. 7-2 ist der Einfluss des Zündwinkels auf die Abgastemperatur und die Konvertierungsraten bei dem Warmlaufbetriebspunkt 1400 min^{-1} und geöffneter Kupplung (Leerlauf) dargestellt.

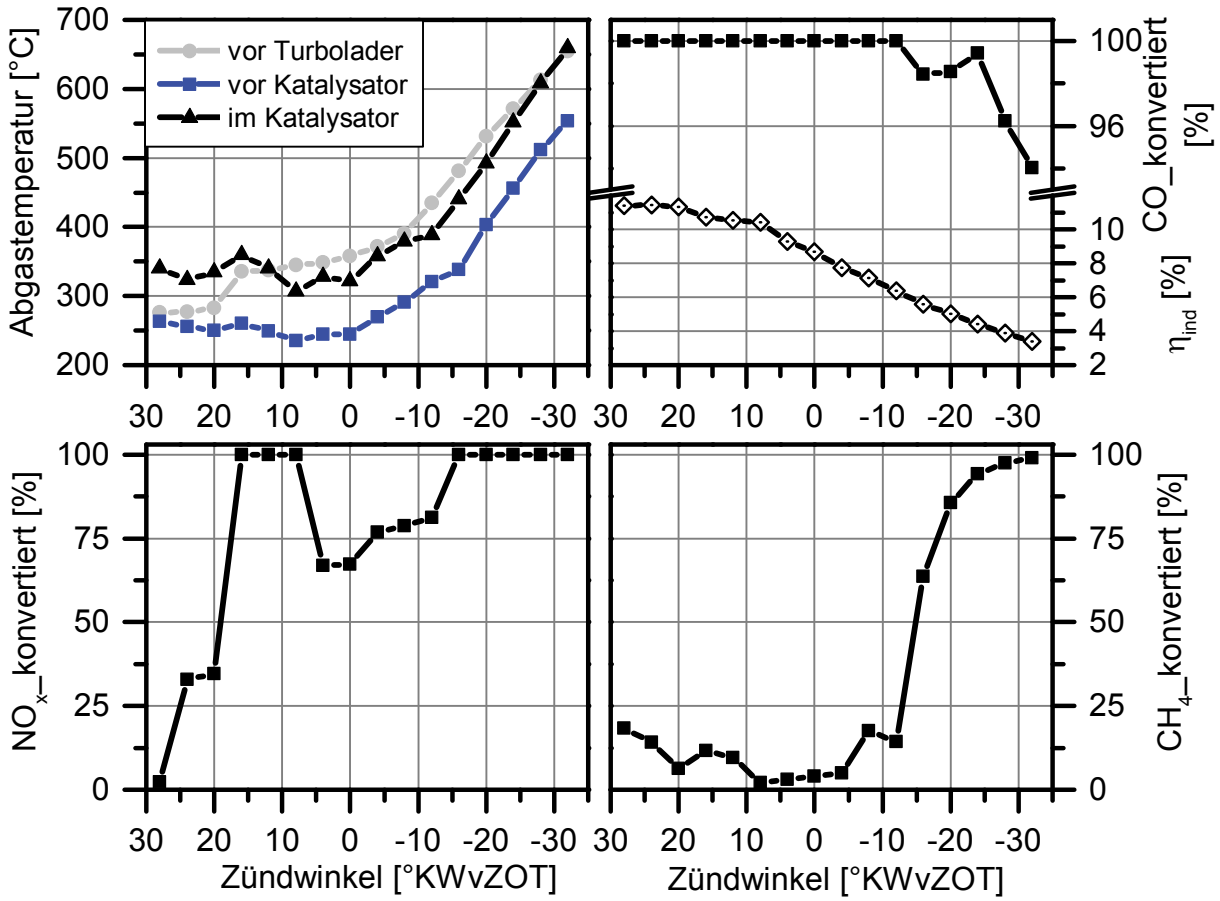

Abb. 7-2: Zündwinkelvariation bei 1400 min^{-1}, Nulllast, λ = 1, Katalysator A

Dies spiegelt einen reellen Warmlaufbetriebspunkt im Fahrzeug wider. Der indizierte Motorwirkungsgrad wird in Folge der Zündwinkelverlagerung von 12 auf rund 3 % gesenkt. Dabei kann die Abgastemperatur um etwa 400 °C angehoben werden. Über den Turbolader (Wastegate geöffnet) verliert das Abgas ca. 100 °C, so dass erst bei einem Zündwinkel ab -15 °KWvZOT eine signifikante Methankonvertierung stattfindet. Die exothermen Reaktionen im Katalysator führen wiederum zur Anhebung der Temperatur auf das Niveau vor Turbolader. Die Oxidation von CO findet bereits bei niedrigen Temperaturen

statt. Bei der Anwesenheit von Edelmetallen (z.B. Palladium) wird Methan nach [115] nicht nur über die Gl. (7-4) sondern unvollständig nach Gl. (7-5) oxidiert.

$$2\,CH_4 + O_2 \rightarrow 2\,CO + 4\,H_2 \tag{7-5}$$

Dadurch lassen sich auch die nicht vollständig oxidierten CO Emissionen bei steigender Methankonvertierung erklären.
Die Reduktion der Stickoxidemissionen reagiert sensibel auf die Luftzahlregelgüte des Motors sowie die Temperatur im Katalysator, wodurch zum Teil keine vollständige Konvertierung stattfindet. Wie in dieser Untersuchung ersichtlich, ist die Umsetzung von CO und NO_x auch bei geringen Katalysatortemperaturen möglich. Für die Methanoxidation sind jedoch weitreichende Maßnahmen erforderlich, um die nötigen Temperaturen zu erreichen. Zudem ist die Spätstellung der Zündung an die Laufruhe des Motors gekoppelt um Zündaussetzer zu vermeiden.

7.2 Nacheinblasung

Eine Spätstellung der Zündung bewirkt eine deutliche Anhebung der Abgastemperaturen, jedoch ist der Freiheitsgrad der Direkteinblasung noch weitgehend unberücksichtigt. Wird nur ein Teil des für eine Luftzahl von 1 einzubringenden Kraftstoffs saugsynchron in den Brennraum geblasen, kann der restliche Anteil in die späte Verbrennungsphase eingebracht werden. In Abb. 7-3 ist der Einfluss der Nacheinblasung bei konstantem Zündwinkel von -12 °KWvZOT für die Varianten 1 bis 7 dargestellt. Dieser Zündwinkel ergibt sich aus den Vorversuchen, siehe Abb. 7-2, bei dem die Abgastemperatur noch unterhalb der LightOff Temperatur liegt. Als Referenz gilt die Variation mit Nr. 1, ohne Nacheinblasung und λ = 1. Die Kraftstoffmenge entsprechend 10 % der Gesamteinblaszeit wird in den Varianten Nr. 2-7 bei unterschiedlichen Kurbelwinkelbereichen eingebracht (rote Einblasdauer). Gegenüber der Referenz kann die Abgastemperatur um etwa 150 °C in diesem Betriebspunkt gesteigert werden. Nachteilig bei diesem Verfahren sind die erhöhten CH_4-Emissionen. Eine weitere Steigerung der Abgastemperatur ist über eine Erhöhung der nacheingeblasenen Kraftstoffmasse, sowie über die weitere Spätstellung der Zündung möglich. In der Kombination Zündwinkel bei -20 °KWvZOT und Kraftstoffmasse äquivalent 30 % der gesamten Einblaszeit bei -80 °KWvZOT ist eine Anhebung der Abgastemperatur auf rund 780 °C möglich (Nr. 8). Dies ist über eine alleinige Zündwinkelspätstellung bei dieser Motordrehzahl nicht zu erreichen. Die Kombination später Zündwinkel mit Kraftstoffnacheinblasung stellt somit ein probates Mittel zur Verkürzung der Katalysatoraufheizung dar.

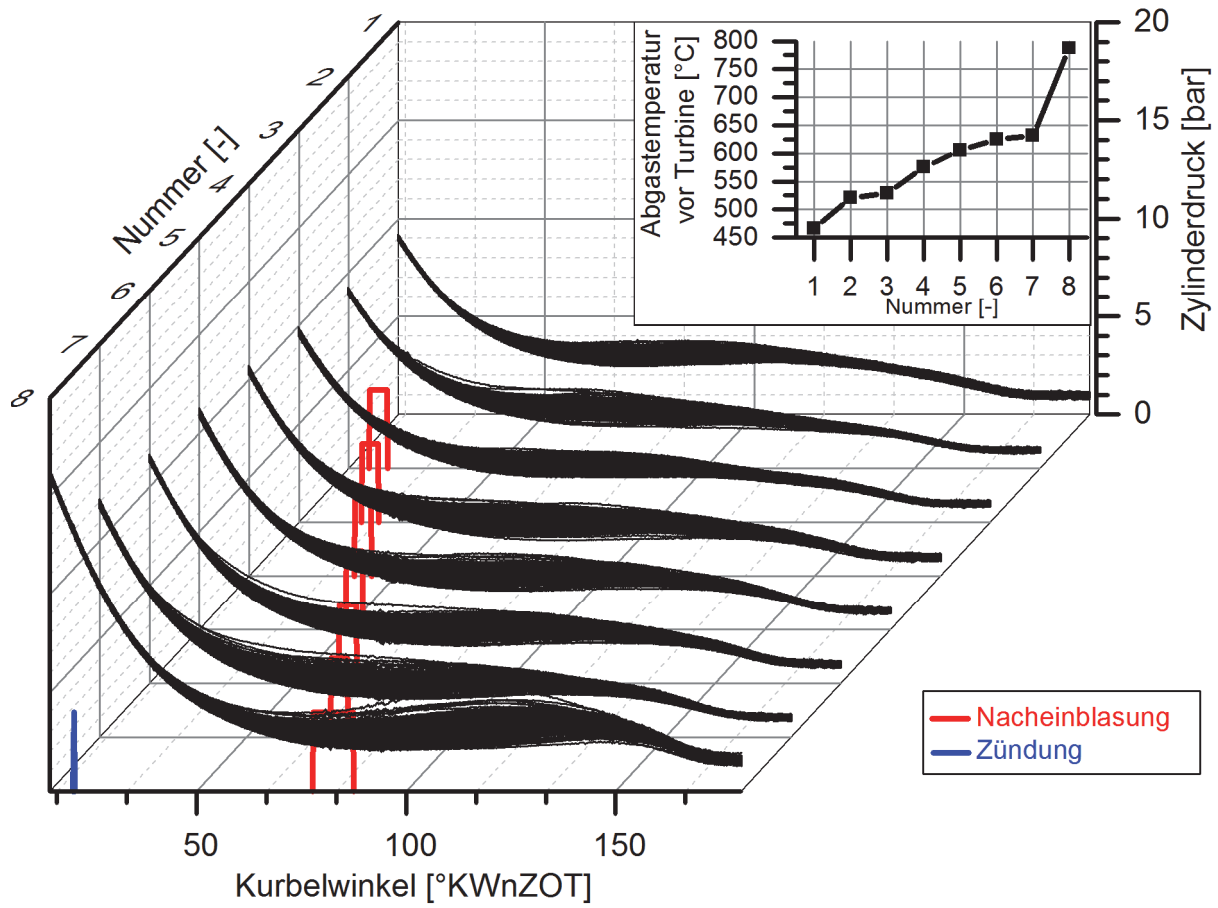

Abb. 7-3: Einfluss der Nacheinblasung bei konstantem Zündwinkel von 12 °KWnZOT (Nr. 1-7); 20 °KWnZOT (Nr.8); 1400 min^{-1} Nulllast

7.3 Kombination aus Nacheinblasung und Zündung

Eine weitere Möglichkeit der Direkteinblasung besteht in einer wirkungsgradoptimalen mageren Hauptverbrennung und einer zweiten Einblasung nach bereits erfolgter Energieumsetzung mit anschließender Zündung. Für diese Untersuchung wurde das leistungsstarke Zündsystem CMC, beschrieben in Kap. 5.6, verwendet. In Abb. 7-4 sind 8 unterschiedliche Varianten, mit den sich einstellenden Abgastemperaturen, betrachtet. Der Zündwinkel ist konstant auf 28 °KWvZOT eingestellt. Die Variante Nr. 1 stellt die Referenz dar. Dabei handelt es sich um eine stöchiometrische Hauptverbrennung ohne Nacheinblasung. Die gemessene Abgastemperatur liegt bei 305 °C. Bei den Varianten 2 bis 7 wird 65 % der Einspritzmenge saugsynchron in den Brennraum eingebracht. Der restliche Anteil für ein global stöchiometrisches Gemisch wird nach der Hauptverbrennung in den Brennraum eingeblasen. Es findet dabei keine direkte Zündung des Gemisches durch die Hauptverbrannung statt, wie in Variante Nr. 2 gezeigt. Durch die magere Hauptverbrennung sinkt die Abgastemperatur unter den Wert der stöchiometrischen

Hauptverbrennung ab, der Messwert der unverbrannten CH_4-Emissionen reicht an die obere Messgrenze des FID. Der nacheingeblasene Kraftstoff kann mit diesem leistungsstarken, jedoch konventionellen Zündsystem nicht mehr entzündet werden. Verschiedene Zündzeitpunkte und Einblaslagen zeigen keine Möglichkeit, durch eine magere wirkungsgradoptimale Hauptverbrennung und spätgelagerter Nacheinblasung, mit anschließender konventioneller Zündung eine deutlich späte Kraftstoffumsetzung und damit eine Abgastemperaturanhebung zu erreichen.

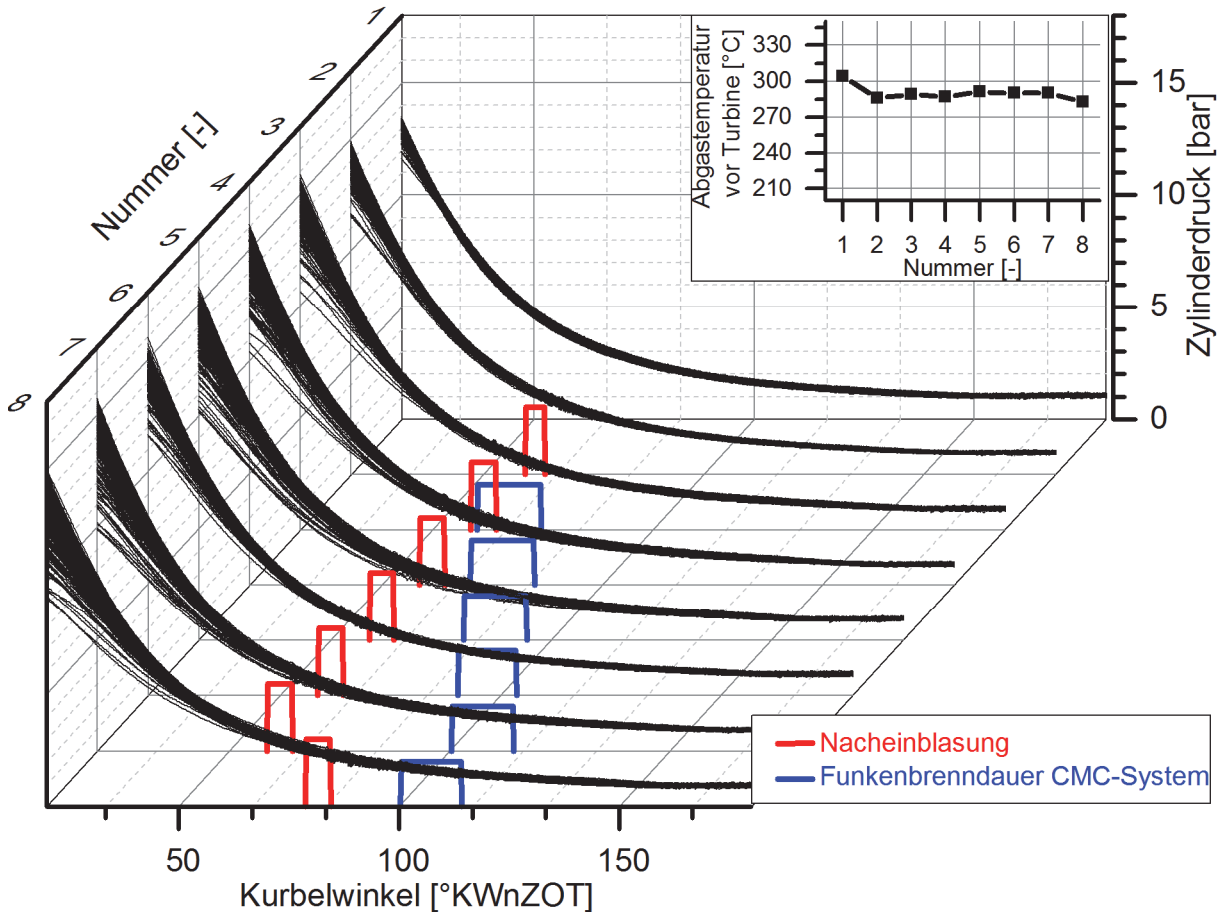

Abb. 7-4: Kombination Nacheinblasung und Zündung, 1500 min^{-1} Nulllast

Eine Nacheinblasung des Kraftstoffes im Hinblick auf die Katalysatorerwärmung muss, wie gezeigt, in dem Bereich der Brenndauer stattfinden. Die Auslegung der Einblasventile auf einen großen Querschnitt bedingt einen kleinen Vordruck im unteren Lastbereich zur genauen Kraftstoffzumessung. Daher kann die Nacheinblasung erst bei sinkendem Zylinderdruck und demnach abgeschlossener Hauptverbrennung stattfinden. Der damit hohe Restgasgehalt im Zylinder, die Expansionsbewegung des Zylinders, kombiniert mit den kurzen Gemischbildungszeiten führen zu einer nicht entzündbaren Brennraumladung. Durch die seitliche Injektorlage ist zudem keine gezielte Ladungsschichtung Richtung Zündkerze möglich.

Dieses Vorgehen ist demnach bei dieser Motorkonfiguration nicht für eine Anhebung der Abgastemperatur umsetzbar.

7.4 Luftzahleinfluss

Die Abgastemperatur hat, wie gezeigt, signifikanten Einfluss auf die Wirksamkeit des Katalysators. Die Zusammensetzung des Abgases ist ein weiterer entscheidender Faktor. In Abb. 7-5 ist bei konstanter Katalysatoreintrittstemperatur von 300 und 400 °C der Einfluss der Luftzahl dargestellt. Die exothermen Oxidationsreaktionen (Gl. (7-3) und Gl. (7-4)) führen zur Temperaturanhebung im Katalysator, die bei fettem Gemisch rund 100 °C betragen. Bei steigender Luftzahl nehmen die CO Rohemissionen stark ab, wodurch weniger Energieeintrag über die Konvertierung stattfindet und die Temperatur im Katalysator abfällt. Eine stark reduzierte Methankonvertierung ist bei Luftzahl ≥ 1 ersichtlich, was u.a. auf das Supportmaterial zurückzuführen ist. Qualitativ ähnliche Konvertierungsraten sind in [116] für einen Palladium Katalysator bei 500°C vorgestellt, wobei die Konvertierungsraten ohne Cergehalt im Substrat qualitativ den gleichen Verlauf ergeben wie in Abb. 7-5. Bei hohen Cergehalten ist der Abfall der Methankonvertierung für Luftzahlen größer 1 wesentlich geringer. Die genaue Supportzusammensetzung des untersuchten Katalysators ist nicht bekannt.
In [117] wurde eine Luftzahlvariation (fett → mager → fett) mit qualitativ gleichen Ergebnissen wie in Abb. 7-5 (fett → mager) durchgeführt. Das PdO (Palladiumoxid), das eng mit der Oxidation von Methan verbunden ist [115], wird im fetten Betrieb zu Pd reduziert, wobei in diesem Betrieb die Konvertierung von NO durch das reduzierte Pd bevorzugt ist. Hin zu größeren Luftzahlen ist das Pd, auf Grund angelagerter Gasmoleküle, sehr viel schwerer wieder aufzuoxidieren, wodurch eine reduzierte Methankonvertierung resultiert. Der Cergehalt ist in diesen Untersuchungen nicht angegeben.
Zudem besteht die Möglichkeit der Wasserdampfvergiftung nach [118] [119]. Durch Anwesenheit von Wasser bildet sich das weniger reaktive $Pd(OH)_2$ und hemmt die Methankonvertierung in diesem Temperaturbereich.
Bei ausreichend Sauerstoffanwesenheit ist die Gl. (7-4) dominant, ansonsten ist die Bildung von Wasserstoff aus Methan (Gl. (7-6)) und Kohlenmonoxid (Gl.(7-7)) zu betrachten [120] [121].

$$CH_4 + H_2O \rightarrow CO + 3\,H_2 \tag{7-6}$$

$$CO + H_2O \rightarrow CO_2 + H_2 \tag{7-7}$$

Dadurch ist auch zu erklären, warum in Abb. 7-5 vermehrt Kohlenmonoxid bei hoher CH_4 Konvertierung vorliegt, das auf Grund des globalen Sauerstoffmangels nicht vollständig umgesetzt werden kann.

Im betrachteten Temperaturbereich ist stets eine maximale Konvertierungsrate von Methan im Luftzahlbereich von 0,98…0,99 erkennbar. Bei Luftzahlen ≥ 1 nimmt die Methankonvertierung, wie bereits diskutiert, trotz konstanter Katalysatoreingangstemperatur stark ab. Das vorhandene CO wird im Luftüberschussbereich vollständig umgesetzt. Gegenteilig verhalten sich die NO_x-Emissionen. Im Luftmangelbereich kann NO_x, abhängig von der Temperatur, der Sauerstoff entzogen werden. Bei Überschuss an Sauerstoff kann kaum mehr eine Konvertierung stattfinden. Die auch in [112] und [116] beschriebene erhöhte Umsetzung der Methanemissionen im Luftmangelbereich von 0,98…0.99 ist bei dem untersuchten Katalysator deutlich ersichtlich, wobei kaum eine vollständige Oxidation stattfindet. Bei Katalysatortemperaturen von ca. 400 °C (Temperatur vor Katalysator = 300 °C) ist eine signifikante Reduktion von annähernd 80 % bei einer Luftzahl von 0,99 zu verzeichnen. Hier herrscht ein günstiges Gleichgewicht zwischen im Abgas noch vorhandenen Sauerstoff, Stickoxiden und unverbrannten Kohlenwasserstoffen sowie Kohlenmonoxid.

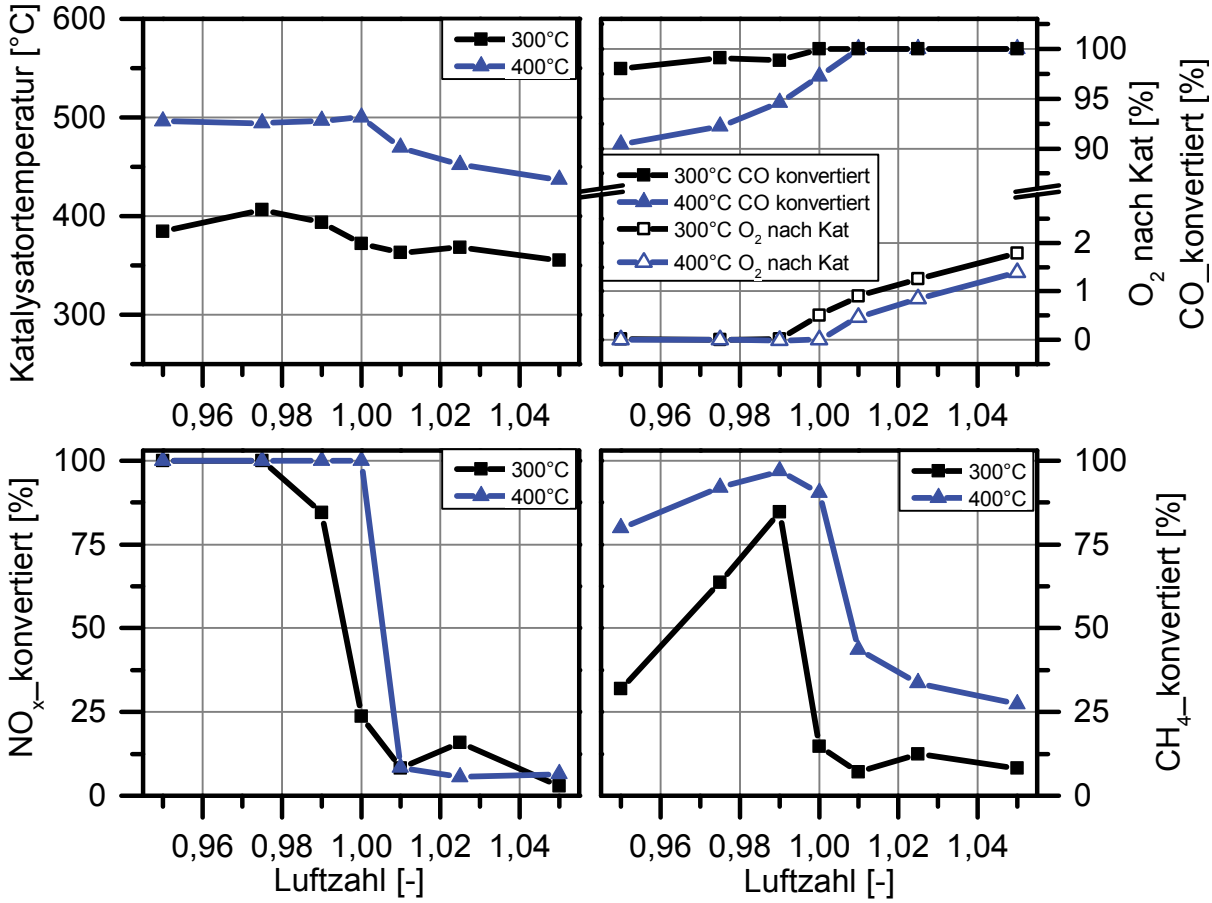

Abb. 7-5: Luftzahlvariation bei konstanter Abgastemperatur vor Katalysator

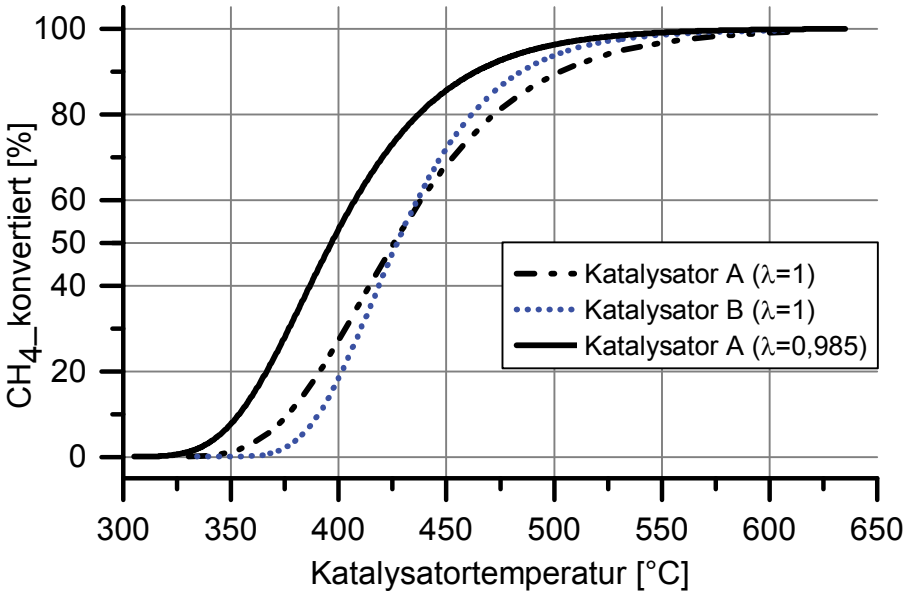

Abb. 7-6: CH_4-Konvertierungsrate bei λ = 0,985 im Vergleich zu λ = 1 Betrieb

Für eine möglichst hohe Umsetzung der Hauptschadstoffkomponenten muss beim Erdgasmotor die Luftzahl im Bereich 0,98…0,99 liegen. In [122] wird für die Stationärmotoranwendung eine sehr enge Spanne von $0{,}988^{+0{,}002}$ angegeben. Bei Benzinmotoren liegt der Regelbereich bei 0,99…1,003 [44].

Das Resultat der verbesserten Umsatzrate von Methan bei der Luftzahl von 0,985 über der Temperatur im Katalysator im Vergleich zum stöchiometrischen Betrieb ist in Abb. 7-6 dargestellt. Der 50% Konvertierungspunkt kann um etwa 25 °C früher erreicht werden. Dies geht jedoch einher mit der Bildung von Wasserstoff nach den Gl. (7-6) und Gl. (7-7). Nach [123] [121] reagieren die im Abgas vorhandenen Stickoxide zu Ammoniak in der Form

$$2\,NO + 5\,H_2 \rightarrow 2\,NH_3 + 2\,H_2O \tag{7-8}$$

$$2\,NO + 4\,CO + H_2 + 2\,H_2O \rightarrow 2\,NH_3 + 4\,CO_2 \tag{7-9}$$

Bei wirkungsgradoptimalen Verbrennungsschwerpunkten und geringen Restgasgehalten im Brennraum treten hohe NO_x Emissionen auf (siehe auch Abb. 5-4 und Abb. 5-24). Ammoniak ist ein giftiges Gas (MAK = 25 ppm) mit stechendem Geruch. Es wird vom Menschen ab 5 – 40 ppm wahrgenommen. Ein Grenzwert für PKW Abgas besteht aktuell nicht, es wird jedoch ein Wert von < 15 ppm vom Deutschen Umweltbundesamt empfohlen, da hier von keinen gesundheitlichen Gefährdungen des Menschen auszugehen ist. [124]

Nur für schwere Nutzfahrzeuge ist in der EURO 6 Abgasgesetzgebung ein Grenzwert von 10 ppm festgelegt [125].

Neben der Bildung von Ammoniak als nicht limitierter Schadstoff bei den Reaktionen im Dreiwegekatalysator, werden weitere unerwünschte Komponenten gebildet. In Abb. 7-7

sind die nicht limitierten Schadstoffe, abhängig von der Luftzahl, bei den Katalysatoreintrittstemperaturen 300 °C und 400 °C im stationären Betriebspunkt dargestellt. Es handelt sich dabei um Betriebspunkte bei der Motordrehzahl 1500 min^{-1} und p_{mi} = 3,1…6,2 bar. Bei stöchiometrischem Gemisch und 300 °C Katalysatoreintrittstemperatur ist ein erheblicher Anstieg der Lachgas (N_2O) Emissionen ersichtlich. Lachgas besitzt ein 300-fach [124] höheres Treibhauspotential als CO_2. Die Lachgasbildung beim Pd-Rd Katalysator wurde von Gifhorn [126] detailliert untersucht. Danach findet die Bildung und Reduktion von Lachgas nach folgenden Reaktionsgleichungen statt.

$$CO + 2\,NO \Leftrightarrow CO_2 + N_2O \tag{7-10}$$

$$CO + N_2O \Leftrightarrow CO_2 + N_2 \tag{7-11}$$

$$CH_4 + 4\,N_2O \Leftrightarrow CO_2 + 4\,N_2 + 2\,H_2O \tag{7-12}$$

$$2\,N_2O \Leftrightarrow 2\,N_2 + O_2 \tag{7-13}$$

„Das Maximum der N_2O-Bildung liegt im Bereich der Anspringtemperatur des Katalysators“ [126] wobei sich N_2O bei 200 bis 450 °C in Anwesenheit von CO nach Gl.(7-10) bildet. Je nach Abgaszusammensetzung und Temperatur reagiert N_2O nach Gl.(7-11) und Gl.(7-12) zu CO_2, Stickstoff und Wasser. Die Dissoziation nach Gl. (7-13) erfolgt bei Temperaturen zwischen 300 und 450 °C. In Abb. 7-7 liegt die Katalysatortemperatur bei λ = 1 und 300 °C Eintrittstemperatur im Bereich der Katalysatoranspringtemperatur. Es ist eine erhöhte N_2O Konzentration nach Katalysator ersichtlich. Hier überwiegt der Bildungsmechanismus über die Reduktion des Lachgases. Bei höheren Temperaturen ist kaum mehr eine Lachgaskonzentration nachzuweisen.

Formaldehyd (CHOH) gilt als Zwischenprodukt der unvollständigen Methanoxidation. Im Katalysator wird dieses giftige Gas in diesen Untersuchungen fast vollständig oxidiert und somit nicht weiter betrachtet.

Es kann zudem gezeigt werden, dass über 98 % der nach Katalysator emittierten Kohlenwasserstoffe Methan darstellt. Ethan wird bei der gezeigten Katalysatoreintrittstemperatur von 300 °C und Luftzahl <1 im Gegensatz zum stabilen Molekül Methan fast vollständig oxidiert.

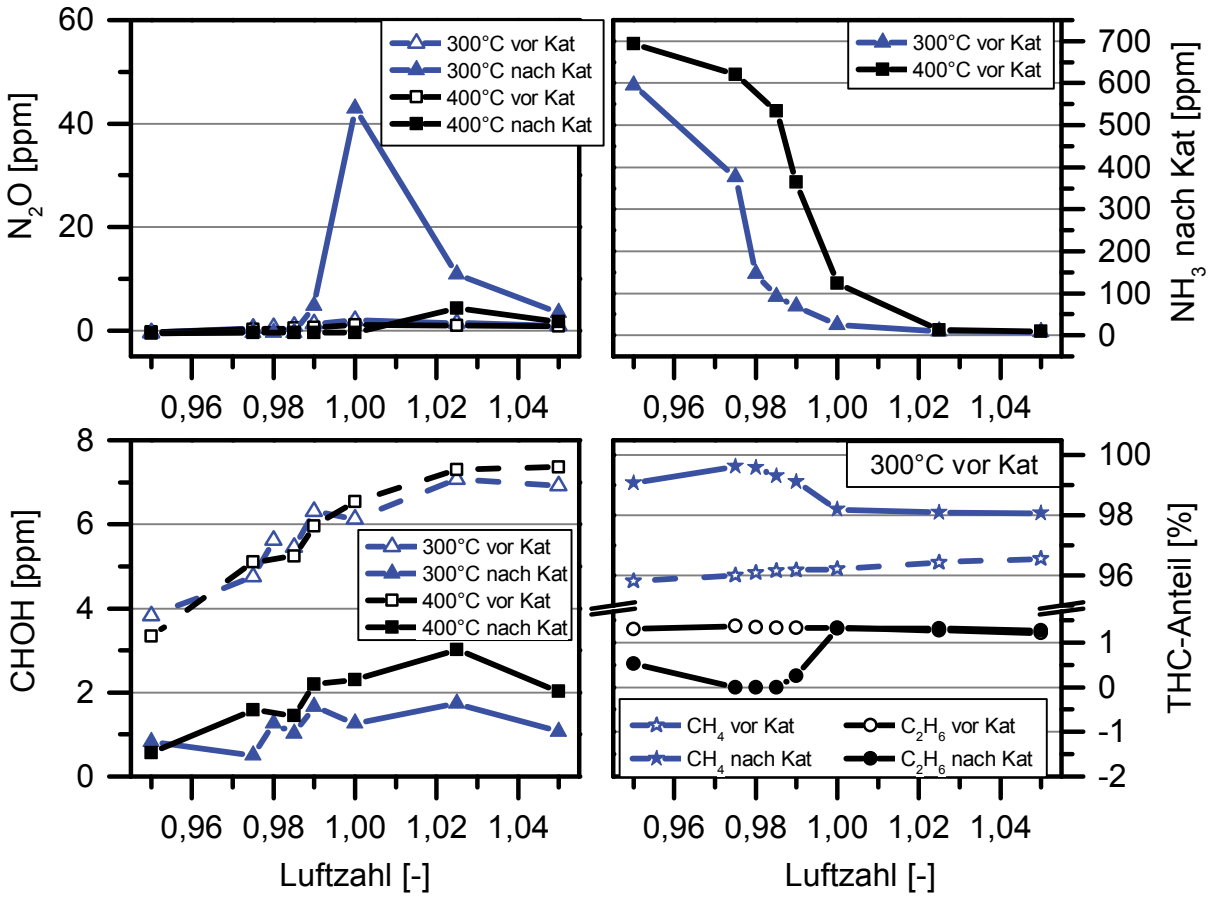

Abb. 7-7: Luftzahlvariation bei unterschiedlichen Katalysatoreintrittstemperaturen; Nicht limitierte Schadstoffe und Methananteil an den Gesamtkohlenwasserstoffen

Wie bereits beschrieben, kann es im Luftmangelbereich zur Bildung von Ammoniak kommen. Dementsprechend kann, abhängig von der Katalysatortemperatur und der Luftzahl ein starker Anstieg der Ammoniak Emissionen gemessen werden, die die empfohlenen Werte um ein vielfaches übersteigen. Die NH_3 Bildung ist jedoch eng mit den NO_x Emissionen aus dem Motorabgas gekoppelt [127], so dass sich mittels Verbrennungsprozess mit reduzierten NO_x Emissionen auch die Bildung von NH_3 beeinflussen lässt. Die in Abb. 7-7 gezeigten Ergebnisse beruhen auf einem Motorbetrieb ohne Ventilüberschneidung, geringem Restgasgehalt und hohen NO_x Emissionen. Ist jedoch der Grenzwert von 10 ppm, wie er bei Nutzfahrzeugen gilt, einzuhalten, so ist der Betrieb des Motors im Luftmangelbereich zur verbesserten Methankonvertierung nicht möglich. Über die Versuchsreihe „400°C Katalysatoreintrittstemperatur“ sind die NO_x Rohemissionen zwischen 800…1900 ppm, nach der Luftzahl ansteigend. Bei der Luftzahl von 0,95 werden demnach fast 90 % der NO_x in NH_3 konvertiert. Bei der Luftzahl von 1 sind NH_3 Emissionen von über 100 ppm zu verzeichnen.

7.5 Betrachtung unterschiedlicher Warmlaufstrategien

Der größte Anteil an Emissionen wird beim Motorstart bis zum Erreichen einer ausreichenden Katalysatortemperatur emittiert. In den vorangegangenen Kapiteln wurden bereits unterschiedliche Maßnahmen zur Anhebung der Abgastemperatur vorgestellt. Für die Vergleichbarkeit der Maßnahmen wird ein konstanter Zündwinkel von -12 °KWnZOT, bei einer erhöhten Leerlaufdrehzahl von 1400 min^{-1} eingestellt. Auf Grund fehlender Funktionalitäten des Steuergerätes, wird eine vereinfachte Untersuchung durchgeführt. Dabei wird der Motor auf 1400 min^{-1} geschleppt, danach die Einspritzung freigegeben und die Kupplung geöffnet. Die Einregelung der Drehzahl erfolgt über die Drosselklappenstellung. Auf Grund der, vor allem bei der Nacheinblasung, kurzen Einblasventilansteuerzeiten ist der Einblasdruck auf 7 bar reduziert.

Die Referenz stellt dabei der Warmlauf im stöchiometrischen Betrieb mit einer saugsynchronen Einblasung dar. In Abb. 7-8 ist der Motorstart bei Umgebungsbedingungen über einen Betrachtungszeitraum von 700 Sekunden dargestellt. Bei dieser Einstellung wird eine Temperatur vor Katalysator von ~260 °C erreicht. Es zeigt sich der starke Einfluss des Turboladers als Temperatursenke. Trotz offenem Wastegate wird dem Abgas bis zu 200 K entzogen. Die Katalysatortemperatur nimmt über den Betrachtungszeitraum eine konstante Temperatur von ~350 °C ein, wodurch kein CH_4 Umsatz über den Katalysator stattfindet. Durch den späten Zündwinkel und die geringen Verbrennungstemperaturen sind die NO_x Emissionen auf geringem Niveau, wodurch nach Katalysator über den Zeitraum stets eine Konzentration unter 60 ppm vorliegt. Die Konvertierung von CO ist ab einer Katalysatortemperatur von 200 °C auf 100 % zu beziffern. Nicht limitierte Schadstoffe werden kurz nach Motorstart gebildet, können auf Grund der noch zu geringen Katalysatortemperatur nicht konvertiert werden. Mit steigender Katalysatortemperatur wird sowohl Methanol als auch Formaldehyd vollständig umgesetzt. Ein Ammoniaknachweis erfolgt in dieser Konfiguration nicht, jedoch kann N_2O über den gesamten Betrachtungszeitraum in geringer Konzentration nachgewiesen werden.

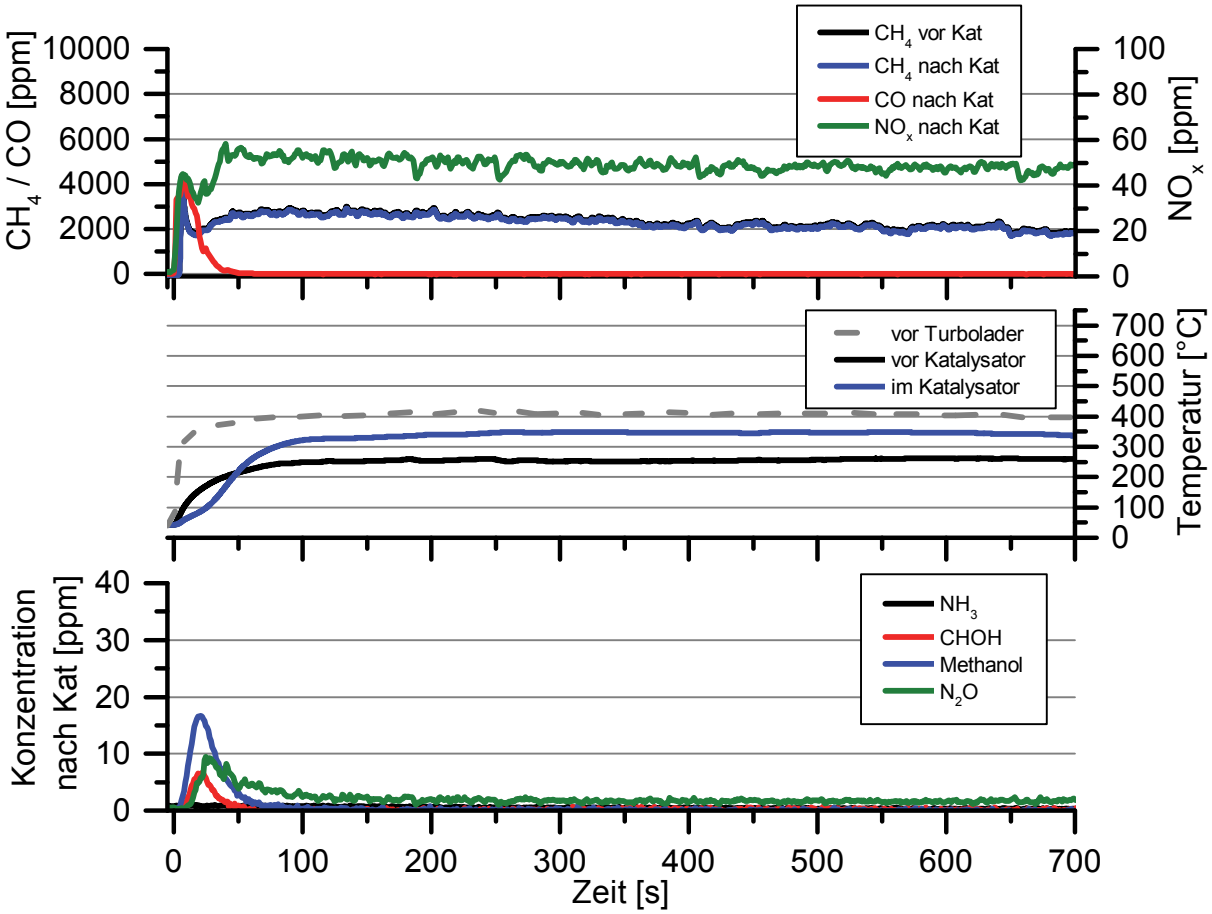

Abb. 7-8: Motorwarmlauf; Nulllast 1400 min^{-1}, Zündwinkel = 12 °KWnZOT, λ = 1

Wie in Abb. 7-5 bereits gezeigt, erfolgt keine Methankonvertierung bei geringen Abgastemperaturen und stöchiometrischem Gemisch, was auch im Motorwarmlauf (Abb. 7-8) Bestätigung findet (CH_4 vor/nach Kat annähernd deckungsgleich).

In Abb. 7-9 ist der Warmlauf mit den gleichen Basiseinstellungen durchgeführt, jedoch mit λ = 0,985. Durch das unterstöchiometrische Gemisch wird bei Motorstart mehr Kohlenmonoxid frei, was wiederum ab einer Katalysatortemperatur von ~200 °C vollständig konvertiert wird. Ein leichter Anstieg ist ab ~300 s ersichtlich, da durch den konstanten Sauerstoffmangelbetrieb keine vollständige Oxidation des Kohlenmonoxids erfolgen kann sowie die unvollständige Methanoxidation in einem erhöhten CO-Anteil resultiert. Die gemessenen NO_x Emissionen befinden sich konstant unter 60 ppm und sinken über den Betrachtungszeitraum auf 0. Umgekehrt verhalten sich die Ammoniak Emissionen, die bei nicht mehr vorhandenen NO_x Emissionen kontinuierlich ansteigen. Es hat sich während der Messungen gezeigt, dass die Ansprechzeit des FTIR-Messgerätes auf NH_3 länger als für NO_x ist. Daher kann davon ausgegangen werden, dass mit kontinuierlich sinkenden Stickoxidemissionen ein Anstieg der NH_3 Emissionen einhergeht. Durch den Brennstoffüberschuss ist die Abgastemperatur vor Turbolader um ca. 50 K höher als mit stöchiometrischen Gemisch, wodurch sich eine Katalysatortemperatur auf dem gleichen

Niveau einstellt. Deutlich ist wieder der starke Temperaturabfall über den Turbolader nach Motorstart. Die nicht limitierten Schadstoffe verhalten sich analog zum stöchiometrischen Warmlauf. Durch die erhöhte Katalysatortemperatur und das fette Gemisch ist eine CH_4 Konvertierung nach etwa 180 s zu verzeichnen und entspricht in guter Annäherung den Temperaturverhältnissen aus den stationären Ergebnissen in Abb. 7-5 und Abb. 7-6.

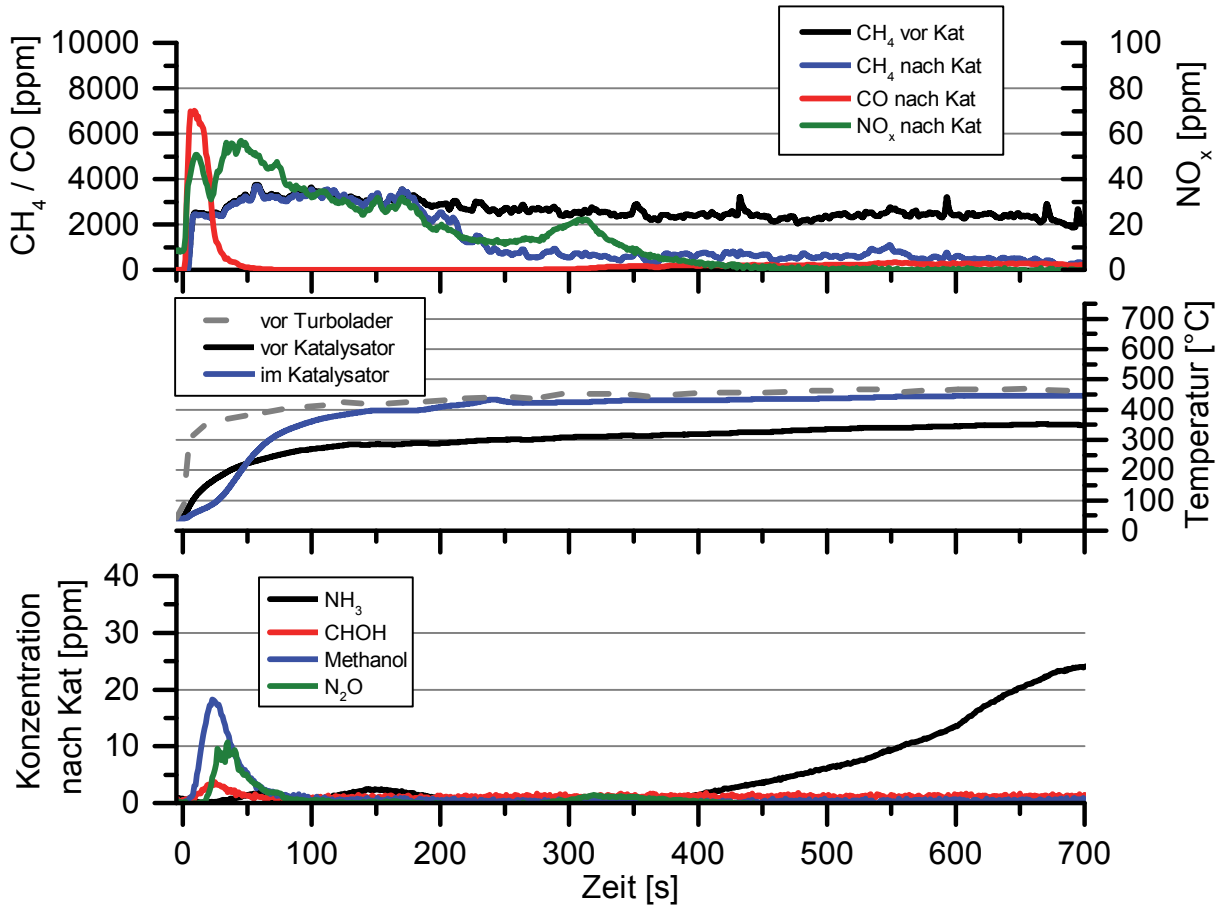

Abb. 7-9: Motorwarmlauf; Nulllast 1400 min^{-1}, Zündwinkel = 12 °KWnZOT, λ = 0,985

Eine magere Hauptverbverbrennung mit Nacheinblasung kann die Abgastemperatur signifikant anheben (siehe Kap.7.2). Der Motorwarmlauf mit Nacheinblasung bei 1400 min^{-1} ist in Abb. 7-10 gezeigt. Der konstante Zündwinkel von 12 °KWnZOT ist in dieser Konfiguration beibehalten. Die Haupteinblasung von 85 % der Gesamteinblasdauer findet saugsynchron statt, der Rest wird konstant bei einem Einblasende von 50 °KWnZOT in die Verbrennung eingeblasen. Es liegt ein global stöchiometrisches Gemisch vor. Offensichtlich ist in dieser Konfiguration die unvollständige Verbrennung der Gesamtladung, wobei stark erhöhte CO Werte kurz nach Motorstart sowie extrem hohe CH_4 Emissionen und vermehrt Formaldehyd als Komponente der unvollständigen Methanverbrennung zu verzeichnen sind. Die Katalysatortemperatur ist auf Grund der Nacheinblasung nach 50 s

ca. 200°C höher als bei homogenen λ = 1 Betrieb. Zu diesem Zeitpunkt startet zudem die CH_4 Konvertierung. Kohlenmonoxid wird wie in den bereits gezeigten Warmläufen ab etwa 200 °C vollständig oxidiert. Die unlimitierten Schadstoffe treten kurz nach Motorstart auf, werden bei ausreichender Katalysatortemperatur fast vollständig konvertiert. Der schnelle Katalysatortemperaturanstieg reduziert die Bildung von Lachgas um ein Vielfaches. Eine vermehrte Bildung von Ammoniak konnte nicht beobachtet werden. Trotz der hohen CH_4 Emissionen werden diese fast vollständig oxidiert, ein vollständiger Umsatz an NO_x findet nicht statt.

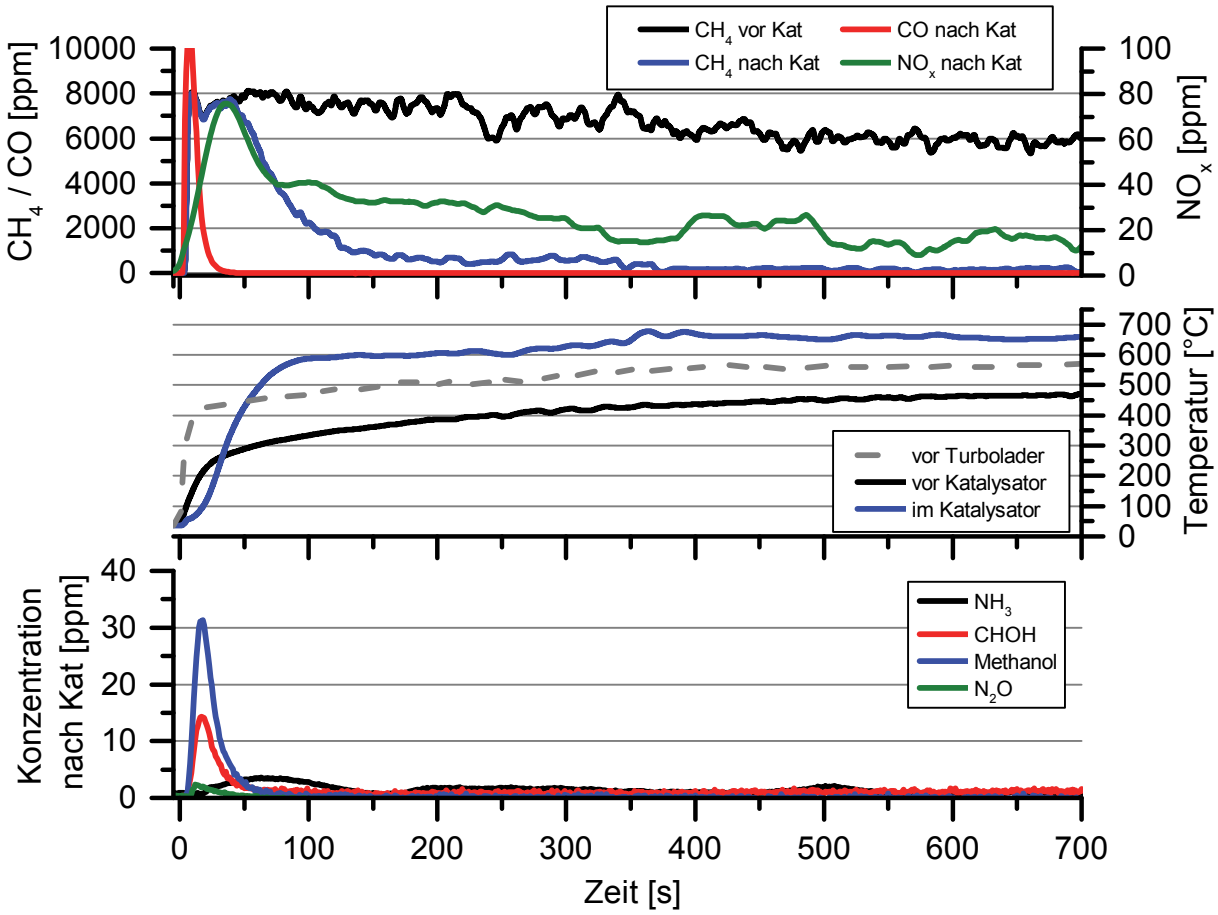

Abb. 7-10: Motorwarmlauf; Nulllast 1400 min^{-1}, Zündwinkel = 12°KWnZOT, λ = 1, 15% Nacheinblasung bei Einblasende 50 °KWnZOT

Werden die beiden Warmläufe in Abb. 7-9 und Abb. 7-10 bezüglich CH_4 Emissionen miteinander verglichen, so wird trotz der hohen Rohemissionen durch das um 75 % schnellere Erreichen des Umsatzpunktes in etwa die Hälfte an Methan emittiert.
Prinzipiell stellt die Nacheinblasung ein probates Mittel zur Verkürzung der Katalysatoraufheizung dar, wie auch in [78] aufgezeigt. Die hohen CH_4 und CO Emissionen bei Motorstart resultieren aus dem vereinfachten Vorgehen dieser Untersuchung. Ein Umschal-

ten der Betriebsmodi vom Motorstart ohne Nacheinblasung auf einen Katalysatorheizbetrieb mit Nacheinblasung war nicht möglich. Jedoch zeigt das prinzipielle Vorgehen durchaus das Potential, mittels der Nacheinblasung eine adäquate Aufheizzeit des Katalysators zu erreichen. Die Volllastauslegung der Einblasventile bedingt extrem kurze Ansteuerzeiten bei der Nacheinblasung bei geringem Einblasdruck, was die Eindringtiefe des Gases in den Brennraum während der Verbrennung verringert und zu erhöhten Emissionen führt. Für eine optimierte Warmlaufstrategie ist eine weitere Spätverstellung des Zündwinkels zu untersuchen, was eine stärkere Entdrosselung des Motors mit verlängerten Einblasdauern erfordert. Zudem spiegelt sich die Problematik der Gemischaufbereitung bei niedriger Last, wie in Kap. 5 untersucht, im Warmlauf wider.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Leichtfahrzeug CULT – Erdgasdirekteinblasung

In dem Projekt CULT, in dessen Rahmen diese Arbeit entstand, wurde ein gesamtheitlicher Ansatz für ein effizientes und kostengünstiges Leichtfahrzeug im A-Segment in die Realität umgesetzt. Als Entwicklungseckpunkte wurden dabei ein Fahrzeugleergewicht von 600 kg und ein CO_2 Ausstoß von unter 50 g/km gesetzt. Ein ansprechendes Fahrverhalten bei einer Motorleistung von ~45 kW ist zudem durch die direkte Einbringung des Kraftstoffes Erdgas in den Brennraum zu erwarten.

In der vorliegenden Arbeit wird die Adaption eines turboaufgeladenen, kleinvolumigen Benzinmotors an den Kraftstoff Erdgas systematisch untersucht. Die alleinige Umstellung von Benzin auf Erdgas eröffnet eine CO_2-Reduktion von rund 25 %, die aus dem günstigen C/H-Verhältnis resultiert. Heute am Markt befindliche Fahrzeuge können auf Grund des Fahrzeugzusatzgewichtes und dem damit verbundenen energetischen Mehrverbrauch selbst diesen rein chemischen Vorteil nicht voll nutzen.

Zudem leiden, bei heutigem Stand der Technik, die Erdgasfahrzeuge an einer gewissen Drehmomentenschwäche im unteren Drehzahlbereich auf Grund der gasförmigen Einbringung des Kraftstoffes in das Saugrohr und dem geringeren Gemischheizwert. Dies kann durch die direkte Einbringung des Kraftstoffes Erdgas in den Brennraum fast vollständig kompensiert werden. Hier setzt das Konzept des CULT Antriebs an. Ein stöchiometrisches Brennverfahren auf Erdgasbasis mit direkter Einbringung des Kraftstoffes und konsequenter Adaption auf dessen Möglichkeiten.

Mit dem eingesetzten turboaufgeladenen 658 cm³ Dreizylindermotor wird nicht nur das Ziel des Downsizings, sondern auch Downspeedings verfolgt. Lange Getriebeübersetzungen, wie sie in Dieselfahrzeugen Anwendung finden, verlagern den Motorbetriebspunkt in Bereiche hoher Lasten und günstigen spezifischen Kraftstoffverbrauchs. Im Zusammenspiel mit einem Riemenstartergenerator ist so der Antriebsstrang mit Microhybridisierung realisiert. Sämtliche steuerungs- und regelungstechnische Funktionalitäten wurden für das Prototypensteuergerät entwickelt und bedatet. So entstand im Laufe des Projektes ein Steuergerätedatensatz, der sowohl Motor- als auch Getriebe- und Hybridfunktionaliäten hinsichtlich eines Fahrzeugeinsatzes vereint.

Adaption von Benzin- auf Erdgasbetrieb

Ausgehend von dem turboaufgeladenen Benzinbasismotor mit einer Verdichtung von 8,8 und 80 bar zulässigem Zylinderspitzendruck, wird mit verschiedenen Maßnahmen der Motor auf das Brennverfahren mit Erdgasdirekteinblasung optimiert. Die Umstellung des Kraftstoffes auf Erdgas mit Einblasung ins Saugrohr kann dabei nur den chemischen CO_2

Vorteil erschließen. Zur Einhaltung der Temperaturgrenzen an der Volllast kann im Benzinbetrieb eine Anreicherung des Gemisches erfolgen. Im Erdgasbetrieb ist dies kaum möglich, sodass hier ein deutlicher Wirkungsgradgewinn verzeichnet werden kann, was jedoch im Nennleistungsbereich zur thermischen Problematik führen kann. So ist durch den geringen zulässigen Spitzendruck und das Abgastemperaturlimit von 900 °C die erreichbare Leistung limitiert.
Durch die Implementierung der Direkteinblasung und einer Phasenverstellung der Einlassnockenwelle in den Zylinderkopf wird ein spülender Ladungswechsel an der Volllast erreicht, sowie die interne Abgasrückführung in der Teillast ermöglicht.
Verstärkte Kolben und Pleuel lassen eine Anhebung des Zylinderspitzendrucks auf 100 bar im Mittel zu. Die damit umgesetzte Verdichtung von 13,6 hat eine Erhöhung des Oberflächen-Volumenverhältnisses von über 60 % und dementsprechend hohe Wandwärmeverluste, lange Brenndauern sowie stark erhöhte CH_4 Emissionen zur Folge. Die starke Volumenexpansion, kombiniert mit der Spitzendruckanhebung, hebt in dem betrachteten Drehmomenten- und Leistungsbereich die Abgastemperaturproblematik zwar auf, bei niedrigen Drehzahlen steht aber dadurch an der Turbine nicht genügend Abgasenthalpie zur Verfügung, um ausreichend Ladedruck für die gleichen Drehmomentwerte wie in der Benzinvariante zu erreichen und zudem den 4,5 % geringeren Gemischheizwert zu kompensieren.

Teillast

Die signifikante Verdichtungserhöhung von 8,8 auf 13,6 resultiert in steigenden Wandwärme- und Abgasverlusten, wodurch nur einen Bruchteil des theoretischen Wirkungsgradgewinns in einen effektiven Verbrauchsvorteil umzusetzen ist. Zudem kann über die Phasenverstellung der Einlassnockenwelle die interne Abgasrückführung erhöht, und der Motor entdrosselt werden, was jedoch hinsichtlich Verbrauchseinsparung durch verlängerte Brenndauern und Abgasverluste annähernd kompensiert wird.
Einen großen Einflussparameter stellt die Gemischhomogenisierung dar. Durch die generierte höhere Turbulenz mittels Kanalabschaltung wird eine schnellere Brennstoffumsetzung mit verringerten Abgasverlusten erreicht, bedarf aber zusätzlicher Schaltorgane im Ansaugtrakt. Durch die Verschränkung der Einlassnockenwelle, ein zeitlich versetztes Öffnen der beiden Einlassventile, kann die verbesserte Ladungsbewegung ohne zusätzlichen Aufwand umgesetzt werden. So werden die Einlassventile phasenversetzt geöffnet, wodurch sich vor allem in der Ventilöffnungsphase des ersten Einlassventils eine erhöhte Strömungsgeschwindigkeit einstellt.
Wird die Einblasung in der Teillast in den Bereich hoher Einströmgeschwindigkeit gelegt, sind eine verbesserte Motorlaufruhe und verkürzte Brenndauern zu beobachten. Zudem führt durch die verlängerte Gesamtöffnungsdauer der Einlassventile ein Atkinsonzyklus

zur Entdrosselung des Motors. So ist in einem weiten Drehmomentbereich ein drosselfreier Betrieb über die Phasenlage der Einlassnockenwelle möglich.

Optimale Verdichtung für den CULT Antrieb

Ein entscheidender Einfluss auf die Verbrennung ist durch die Brennraumform gegeben. So kann gezeigt werden, dass durch die Verdichtungsabsenkung auf 12,0 zwar theoretisches Potential verloren geht, über die verbesserte Verbrennung mit reduzierten Abgasverlusten und schneller Brennstoffumsetzung sowie geringeren Wandwärmeverlusten jedoch dieser Nachteil überkompensiert wird. Die Kombination reduzierte Verdichtung mit verschränkter Einlassnockenwelle und die Möglichkeit der Phasenverstellung resultiert im betrachteten Teillastbetriebspunkt in einem Wirkungsgradgewinn von 3 %-Punkten im Vergleich zur Basis mit Verdichtung 8,8. Im NEFZ konnte eine CO_2 Reduktion für das Zielfahrzeug von 33 % nachgewiesen werden, wobei 25 % auf die Umstellung des Kraftstoffes entfallen und 8 % auf die optimierte Prozessführung.

Volllast

An der Volllast wird der theoretische Wirkungsgradvorteil der Verdichtung 13,6 auf Grund der Spitzendruckbegrenzung und dementsprechender später Verbrennungslagen aufgehoben, so dass sich idente Wirkungsgrade sowie Abgastemperaturen mit den Verdichtungen 12,0 und 13,6 an der Volllast ergeben. Durch das verbesserte Brennverfahren mit der Verdichtung 12,0 ist im LowEnd Torque Bereich eine geringfügige Drehmomentverbesserung darzustellen. Diese wird mit der verschränkten Einlassnockenwelle weiter positiv beeinflusst. Durch die lange Gesamtventilöffnungsdauer wird die maximale Ventilüberschneidung in der Volllast, bei höherem Liefergrad genutzt, was sich im verbesserten LowEnd Torque bei verbesserter Laufruhe des Motors sowie verkürzten Brenndauern auswirkt. Das Eckdrehmoment bei 2500 min^{-1} kann jedoch mit dem IHI Standardturbolader nicht hin zu niedrigeren Drehzahlen verschoben werden. Ein kleiner Turbolader für die Ottomotorenanwendung, der eine verbesserte Drehmomentencharakteristik erlaubt, war zur Versuchsdurchführung nicht am Markt erhältlich. Ein kleinerer Turbolader (KKK) für die Dieselapplikation konnte für Versuchszwecke die Zielsetzung des verbesserten LowEnd Torques verifizieren. So kann durch die Kombination aus Verdichtung $\varepsilon = 12{,}0$, 45 °KW verschränkter Einlassnockenwelle und KKK Turbolader das Eckdrehmoment um 500 min^{-1} gesenkt werden. Dieses Potential ist nur mit der Direkteinblasung zu erschließen, da durch das starke Scavenging der Motorbetriebspunkt im Turboladerkennfeld hin zu erhöhten Wirkungsgraden und Druckverhältnissen verlagert werden kann. Eine Zündwinkelspätstellung ist in diesen Bereichen nur bedingt, unter der Beachtung der Pumpgrenze, möglich. Die Einschränkungen durch die Klopfproblematik bei Benzin in diesem

Lastbereich kann mit Erdgas eliminiert werden. Irreguläre Verbrennungsphänomene traten bei den gesamten Volllastuntersuchungen im angegebenen Drehzahl- und Lastbereich nicht auf.

Fahrzeugeinsatz - Direkteinblasung

Hinsichtlich der Fahrzeuganwendung ist ein geringer Einblasdruck zu bevorzugen. In der verwendeten Injektorauslegung kann sowohl das LowEnd Torque, als auch die maximale Leistung mit Drücken, die auf dem Niveau der Saugrohreinblasung bei 8 bar liegen, umgesetzt werden. Der limitierende Faktor ist die Zeitspanne zwischen Einlassventil schließt und Brennraumgegendruck beim Eckdrehmoment, sowie zwischen Auslassventil schließt und Brennraumgegendruck im Nennleistungspunkt. Des Weiteren ist die Kleinstmengenzumessung reproduzierbar darzustellen. Die Untersuchungen zeigen, dass der Einblasdruck beim homogenen Brennverfahren mit stöchiometrischem Gemisch und seitlicher Injektorlage nur geringen Einfluss hat. Leichte Unterschiede sind jedoch beim Gaskegelwinkel zu beobachten. Die Eindringtiefe des Gasstrahls in den Brennraum ist bei einem weiten Gaskegelwinkel reduziert. Zudem besteht die Gefahr des Anlegens des Erdgases an die Brennraumwand, wodurch verstärkt Gemischinhomogenitäten auftreten können.

Die Restgaserhöhung in der Teillast mittels Ventilüberschneidung ist ein effektives Mittel zur Verbrauchsreduktion. Der maximale Anteil an Restgas ist dabei abhängig von der Gemischaufbereitung sowie der Brennraumform. Es konnte kein Einfluss des Zündsystems bei homogenem, stöchiometrischem Gemisch mit einem Restgasanteil bis ca. 30 % nachgewiesen werden. Erst bei sehr mageren Gemischen ist ein Einfluss der Leistung des Zündsystems ersichtlich. Wegen der Abgasnachbehandlungsproblematik magerer Gemische sowie der abnehmenden Laufruhe des Motors wurde jedoch dieses Brennverfahren in dieser Arbeit nicht näher analysiert.

Abgasnachbehandlung - Methanemissionen

Ein wesentlicher Punkt für die Umsetzung dieses Motorenkonzeptes ist die Einhaltung der Abgasgesetzgebung. Die größte Herausforderung stellt die Konvertierung von Methan im Dreiwegekatalysator dar. Der 50% Konvertierungspunkt (LightOff) für Methan bei stöchiometrischen Gemisch liegt bei ca. 425 °C. Daher sind effektive Katalysatorheizmaßnahmen zu implementieren, wobei der Abgasturbolader als Temperatursenke die Problematik verschärft. Ein günstiges Verhältnis des Sauerstoffspenders NO_x und dem zu oxidierenden CH_4 liegt im Luftzahlbereich von 0,98…0,99 vor, in dem eine verbesserte Methankonvertierung bei etwas niedrigeren Temperaturen zu beobachten ist. So kann der 50% LightOff Punkt auf ca. 400 °C reduziert werden. Dies geht jedoch einher mit der

Bildung von Ammoniak und ist daher problematisch. Ammoniak ist zwar ein nichtlimitierter Schadstoff, die Geruchsschwelle bei wenigen ppm beschränkt diese Vorgehensweise. Die Kombination aus Zündwinkelspätstellung zur Erhöhung der Abgastemperatur und Nacheinblasung von Erdgas bei stöchiometrischem Gemisch zeigt das größte Potential zur schnellen Katalysatoraufwärmung. So kann durch eine magere Hauptverbrennung und Nacheinblasung die Abgastemperatur signifikant erhöht werden, um die Zeitspanne zur Erreichung der erforderlichen Katalysatortemperatur zu reduzieren.

Ausblick

Zur Umsetzung der Erdgasdirekteinblasung in einem monovalenten Antriebskonzept sind in dieser Arbeit wichtige Einflussparameter dargestellt. Um nicht nur den rein chemischen CO_2 Vorteil von Erdgas zu nutzen, sind erdgasspezifische Anpassungen erforderlich. Spalten und Quenchflächen verhindern auf Grund der hohen Zündtemperatur von Methan verstärkt das Eindringen der Flamme und resultieren in erhöhten CH_4 Emissionen. Hier ist ein Kompromiss aus hoher Verdichtung und günstiger Brennraumform nötig. Die Restgasverträglichkeit mit Erdgas ist stark von den Motorgegebenheiten sowie vom Lastpunkt abhängig, kann aber mit maximal ca. 30 % beziffert werden. Die hohe Klopffestigkeit von Erdgas ist für ein Aufladekonzept sehr günstig.

Zur Kompensation der reduzierten Abgasenthalpie bei erdgasspezifischen Motoranpassungen ist das Aufladeaggregat im Vergleich zum Benzinbetrieb kleiner zu dimensionieren, um im LowEnd Torque Bereich ausreichend Ladedruck bereitstellen zu können. Wirkungsgradoptimale Zündwinkel an der Volllast sind durch eine Spitzendruckbegrenzung des Motors meist nicht möglich. Für die geforderte Volllast bei dem untersuchten Motor ($\varepsilon = 13{,}6$) wären Spitzendruckwerte von rund 150 bar nötig, um einen wirkungsgradoptimalen Verbrennungsschwerpunkt im gesamten Kennfeld umzusetzen.

Die Methankonvertierung im Dreiwegekatalysator mit aktuell zur Verfügung stehenden Beschichtungen ist eine große Herausforderung, der man durch die Möglichkeit der Nacheinblasung entgegnen kann.

Für die Zielanwendung dieses Antriebskonzeptes für ein A-Segmentfahrzeug konnten beachtliche Potentiale durch die Erdgasdirekteinblasung erschlossen werden. Durch eine konsequente Anpassung an den Kraftstoff Erdgas wird das Ziel der CO_2 Reduktion von 27 % für die Erreichung der Vorgaben bis 2020/21 weit übertroffen, ohne den Fahrspaß zu reduzieren.

9 Literaturverzeichnis

[1] P. Hofmann, T. Hofherr, M. Damböck, W. Fritz und F. Kampelmühler: Der CULT Antrieb: Hocheffizienter CNG Motor mit Direkteinblasung, Wien: 34. Internationales Wiener Motorensymposium, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr. 764, 2013, ISBN 978-3-18-376412-9.

[2] „Deutschlands Zukunft gestalten, Koalitionsvertrag zwischen CDU, CSU und SPD," 2013. [Online]. Website: https://www.cdu.de/sites/default/files/media/dokumente/koalitionsvertrag.pdf. [Zugriff am 20 07 2015].

[3] W. Warnecke: Kraftstoffe für Zukünftige Mobilität - Fuels for Future Mobility, Dresden: 8. VDI Tagung - Innovative Fahrzeugantriebe, 2012.

[4] UNFCCC, „Das Protokoll von Kyoto zum Rahmenübereinkommen der Vereinten Nationen über Klimaänderungen," 1997. [Online]. Website: http://unfccc.int/resource/docs/convkp/kpger.pdf. [Zugriff am 20 07 2015].

[5] Europäisches Parlament, Rat der Europäischen Union, Verordnung (EU) Nr. 333/2014 des Europäischen Parlaments und des Rates, 2014.

[6] Europäisches Parlament, Rat der Europäischen Union, Verordnung (EG) Nr. 443/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates, 2009.

[7] U. Tietge und P. Mock, „CO_2 emissions from new passenger cars in the EU: Car manufacturers' performance in 2013," 13 06 2014. [Online]. Website: http://www.theicct.org/co2-emissions-new-passenger-cars-eu-car-manufacturers%E2%80%99-performance-2013. [Zugriff am 10 09 2014].

[8] S. H. Cho: Sustainable Powertrain Strategy through Collaborative Approach, Wien: 35. Internationales Wiener Motorensymposium, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr. 777, 2014, ISBN 978-3-18-377712-9.

[9] H. List, „Zukünftige Antriebsentwicklung: Bewältigung kurzer Entwicklungszeiten und hoher Komplexität," 35. Internationales Wiener Motorensymposium, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr. 777, Wien, 2014, ISBN 978-3-18-377712-9.

[10] S. Kampmann, R. Busch und A. Christ, „Gasoline engine - Fit for future Powertrain," 14th Stuttgart International Symposium, Stuttgart, 2014.

[11] A. Schamel, „Gasoline and Diesel Engines in the Era of Advanced Technologies and New Fuels: What will be their Individual Roles?," 26th International AVL Conference "Engine & Environment", Graz, 2014.

[12] V. Schindler und I. Sievers: Forschung für das Auto von morgen, Heidelberg, Berlin: Springer, 2008, ISBN 978-3-540-74150-3.

[13] H. Engerer und M. Horn, „Natural gas vehicles: An option for Europe," *Energy Policy,* Nr. 38, pp. 1017-1029, 2010.

[14] NGV Global, „Natural Gas Vehicles Knowledge Base," 12 2012. [Online]. Website: http://www.iangv.org/current-ngv-stats/. [Zugriff am 12 06 2015].

[15] Deutsches Kraftfahrtbundesamt, „Fahrzeugzulassungen (FZ)-Neuzulassungen von Kraftfahrzeugen nach Umweltmerkmalen," 2013. [Online]. Website: http://www.kba.de. [Zugriff am 20 07 2015].

[16] NGVA Europe, „NGVs & refuelling stations in Europe," 07 10 2014. [Online]. Website: http://www.ngvaeurope.eu/european-ngv-statistics. [Zugriff am 23 02 2015].

[17] U.S. Energy Information Administration, „Europe Brent Spot Price FOB (Dollars per Barrel)," 12 03 2014. [Online]. Website: http://tonto.eia.gov/dnav/pet/hist/LeafHandler.ashx?n=PET&s=RBRTE&f=A.

[18] H. Watter: Nachhaltige Energiesysteme, Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2009; ISBN 978-3-8348-0742-7.

[19] R. Stadler: E-Mobilität: Sackgasse oder Beschleunigungsstreifen für das Auto 2.0?, Wien: 33. Internationales Wiener Motorensymposium, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.749, 2012, ISBN 978-3-18-374912-6.

[20] M. Kaltschmitt und H. Hartmann: Energie aus Biomasse, H. Hofbauer, Hrsg., Heidelberg, Dordrecht, London, New York: Springer, 2009, ISBN 978-3-540-85094-6.

[21] R. Otten, „Das Audi e-gas Projekt, Wien: ÖAMTC-Expertenforum, "Ist Erdgas eine umweltfreundlichen Alternative zu Benzin und Diesel?"," 17 09 2013. [Online]. Website: http://www.oeamtc.at/portal/ist-erdgas-eine-umweltfreundliche-alternative-zu-benzin-und-diesel+2500+1579121. [Zugriff am 17 06 2015].

[22] D. Hughes, „Drill, Baby, Drill: Can Unconventional Fuels Usher in a New Era of Energy Abundance?,“ 12 03 2013. [Online]. Website: http://www.postcarbon.org/publications/drill-baby-drill/. [Zugriff am 15 02 2015].

[23] W. Warnecke, J. Karanikas, B. Levell, C. Mesters, J. Schreckenberg und J. Adolf: Gas - Eine Brückentechnologie für die Mobilität der Zukunft?, Wien: 34. Internationales Wiener Motorensymposium, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr. 764, 2013, ISBN 978-3-18-376412-9.

[24] DVGW Deutscher Verein des Gas- und Wasserfaches e.V., Technische Regel - Arbeitsblatt G260 "Gasbeschaffenheit", Bonn, 03/2013; ISSN 0176-3490.

[25] F. Burmeister, „Grundlagenaspekte zur Einspeisung von Biogas,“ *Energie Wasser-Praxis,* Nr. 10, 2007.

[26] R. v. Basshuysen: Erdgas und erneuerbares Methan für den Fahrzeugantrieb, Wiesbaden: Springer, 2015, ISBN 978-3-658-07158-5.

[27] K. Müller, M. Städter, F. Rachow, D. Hoffmannbeck und D. Schmeißer, „Sabatier-based CO_2-methanation by catalytic conversion,“ *Environmental Earth Sciences,* Nr. 70, pp. 3771-3778, 2013.

[28] T. Trost, S. Horn, M. Jentsch und M. Sterner, „Erneuerbares Methan: Analyse der CO_2-Potentiale für Power-to-Gas Anlagen in Deutschland,“ *Zeitschrift für Energiewirtschaft,* pp. 173-190, September 2012.

[29] W. Boltz, „Preisentwicklung und Versorgungssicherheit bei Erdgas, Wien: ÖAMTC Expertenforum, "Ist Erdgas eine umweltfreundliche Alternative zu Benzin und Diesel?",“ 17 09 2013. [Online]. Website: http://www.oeamtc.at/portal/ist-erdgas-eine-umweltfreundliche-alternative-zu-benzin-und-diesel+2500+1579121. [Zugriff am 17 06 2015].

[30] P. Straßburger, R. Schöll, S. K. Krishnamoorthy und H. Friedrich: Zukunftsweisende Gastankstruktur in Wabenbauweise "proof of principle", Stuttgart: 6. Tagung: Gasfahrzeuge - Die ehrliche und wirtschaftliche CO_2-Alternative, 2011.

[31] G. Jaritz: Innovations on Electronic Pressure Regulator (EPR) of CNG vehicles, Potsdam: 7th IAV Conference: Gas-Powered Vehicles - The Logical Approach to CO_2 Reduction, 2012.

[32] H.-J. Neußer, R. Szengel, U. Kirsch und J. Worm: Der Neue Dreizylinder-Erdgasmotor von Volkswagen, MTZ-Motortechnische Zeitschrift, 04/2013.

[33] W. Fritz, D. Hofer und B. Götzinger: Leichtbaukonzept für ein CO_2-armes Fahrzeug, ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift, 09/2013.

[34] R. Steffan, O. Sulcova, B. Geringer, P. Hofmann und D. Hofer: CULT-CO_2 Reduction by Intelligent Lightweight Design in Combination with Alternative Powertrain in a Complete Vehicle, Maastricht: Fisita World Automotive Congress, 2014.

[35] P. Y. Lipscy und L. Schipper, „Energy Efficiency in the Japanese transport sector," *Energy Policy,* Bd. 56, pp. 248-258, 2013.

[36] C. Schernus, C. Dieterich, C. Nebbia, A. Sehr, S. Wedowski und R. Weinowski: Turbocharging of Downsized Gasoline DI Engines with 2 and 3 Cylinders, SAE 2011-24-0138.

[37] T. Hofherr, M. Damböck, R. Steffan, P. Hofmann, W. Fritz und F. Kampelmühler: Entwicklung eines monovalenten Erdgasantriebes für ein 50 gCO_2/km Ultraleichtfahrzeug, Dresden: 8. VDI-Tagung: Innovative Fahrzeugantriebe - Perspektiven in Markt und Technologien, 2012.

[38] AFT Atlas Fahrzeug Technik GmbH, PROtronic-Hardware Manual Rev 1.3, Werdohl, 2010.

[39] R. Steffan: Entwicklung eines 48 Volt Full-Hybrid Antriebsstrangs für ein Ultraleicht-Fahrzeug, TU Wien: Dissertation, 2015.

[40] M. Damböck: Direktstart beim direkteinblasenden Erdgasmotor, TU Wien: Dissertation, (in Vorbereitung).

[41] T. Hofherr, F. Forsthuber und P. Hofmann: Atkinson with CNG Direct Injection, Potsdam: 9th Conference on Gas-Powered Vehicles - The Future has Begun, 2014.

[42] K. Wunderlich, N. Merdes, A. Waltner, G. Vent, F. Kreitmann und R. Weller: The New Mercedes-Benz CNG Engine Generation as Part of the BlueDIRECT Engine Family M270/M274, Aachen: 22nd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, 2013.

[43] H. Husted, G. Karl, S. Schilling und C. Weber: Direct Injection of CNG for Driving Performance with Low CO_2, Aachen: 23rd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, 2014.

[44] R. v. Basshuysen: Ottomotor mit Direkteinspritzung, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013, ISBN 978-3-658-01407-0.

[45] H. Stütz und P. Prenninger, „Gas-Direkteinblasung als Kernelement zur Erzielung extrem CO_2-armer Antriebssysteme," ATZ / MTZ-Konferenz: Innovative Kraft- und Schmierstoffe, Stuttgart, 2008.

[46] H.-J. Berner und M. Bargende: CNG im Umfeld künftiger Fahrzeug-Antriebskonzepte, Stuttgart: 6th Conference: Gas Powered Vehicles - The Real and Economical CO_2-Alternative, 2011.

[47] DIN EN ISO 11439, Gasflaschen-Hochdruck-Flaschen für die fahrzeuginterne Speicherung von Erdgas als Treibstoff für Kraftfahrzeuge, 2013.

[48] Amtsblatt der Europäischen Union, Regelung Nr. 110/2011 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UN/ECE), 2011.

[49] ADAC: "Ab Werk lieferbare Erdgas-Fahrzeuge", München: Allgemeiner Deutscher Automoblil-Club e.V., Stand 10/2014.

[50] U. Hauptmanns: Prozess- und Anlagensicherheit, Berlin, Heidelberg: Springer, 2013, ISBN 978-3-642-37252-0.

[51] J. Graf, T. Lauer, B. Geringer und H. Rottengruber: Innovative Ignition Systems for Highly-Supercharged Downsized Engines, Berlin: Advanced Ignition Systems for Gasoline Engines, 2012.

[52] I. Avramopoulos, A. Sprysch und U. Holthaus: Welche Anforderungen stellt die Serienentwicklung an Gasfahrzeuge?, Essen: Haus der Technik: Gasfahrzeuge-Die passende Antwort auf die CO_2-Herausforderung der Zukunft, 2004, ISBN 978-3-8169-2439-5.

[53] K. Ando, A. Manabe und A. Yasuda: Hardfaced Valve and P/M Valve Seat System for CNG and LPG Fuel Engines, SAE 2005-01-0718.

[54] F. Eichler, R. Szengel, C. Helbing und J. Worm: The New EA211 1.4L TSI CNG, Aachen: 22nd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, 2013.

[55] J. Geiger, M. Umierski, P. Simm und P. Heuser: Der Erdgasmotor als Nutzfahrzeugantrieb - Trend und Herausforderungen bei der Entwicklung, Stuttgart: 8th Conference: Gaseous Fuel Powered Vehicles-Propulsion Systems Towards a sustainable Future, 2013.

[56] J. A. Röth: Untersuchung und Modellierung der optimalen Warmlaufstrategie eines monovalenten Erdgasmotors mit Turbolader, ETH Zürich: Dissertation, 2009.

[57] Porsche Austria GmbH & Co OG, „Der up! (Preise, Ausstattung, Technische Daten),“ 07 2015. [Online]. Website: www.volkswagen.at. [Zugriff am 23 07 2015].

[58] F. Otto, K. Rößler, C. Bertram und A. Fürhapter: Potentiale des aufgeladenen monovalenten Erdgasmotors beim PKW, Graz: 11.Tagung: Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, 2007.

[59] R. Pischinger, M. Klell und T. Sams: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, Wien, New York: Springer, 2009; ISBN 978-3211-99276-0.

[60] F. Joos: Technische Verbrennung, Berlin Heidelberg: Springer, 2006, ISBN 978-3-540-34333-2.

[61] F. Fricke, O. Lang, K. Habermann und O. Rütten, „Brennverfahrenskonzepte zur Darstellung von CNG-Antrieben,“ 10. Tagung, Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, Graz, 2005.

[62] K. Christoph, W. Cartellieri und U. Pfeifer: Die Bewertung der Klopffestigkeit von Kraftgasen mittels der Methanzahl und deren praktische Anwendung bei Gasmotoren, MTZ-Motortechnische Zeitschrift, 10/1972.

[63] DIN EN 228, Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge – Unverbleite Ottokraftstoffe - Anforderungen und Prüfverfahren, 2014.

[64] K. Nabert und G. Schön: Sicherheitstechnische Kennzahlen brennbarer Gase und Dämpfe, Braunschweig: Deutscher Eichverlag GmbH, 1978, ISBN 3-8064-9946-2.

[65] D. P. Nolan: Handbook of Fire and Explosion Protection Engineering Principles for Oil, Gas, Chemical, and Related Facilities, Westwood, New Jersey USA: Noyes Publications, 1996, ISBN 978-0-8155-1394-0.

[66] W. A. Affens und H. W. Carhart: Ignition Studies. Part VII. The Determination of Autoignition Temperatures of Hydrocarbon Fuels, Washington D.C. USA: Naval Research Laboratory, 1974.

[67] R. Rezaei, A. Broda, M. Brauer, B. Tilch, W. Gottschalk und A. Benz: Combustion process indexes to assess the efficiency of gas engines using various gas fuels, Potsdam: 9th Conference on Gas-Powered Vehicles - The Future has Begun, 2014.

[68] S. Bohatsch, B. Hoffmann, A. Ferrari, M. Chiodi, H.-J. Berner und M. Bargende, „Darstellung verschiedener Betriebsstrategien an einem Erdgasmotor mit innerer Gemischbildung," in *Gasfahrzeuge II-Auf dem Weg aus der Nische?*, Stuttgart, Haus der Technik, 2006, ISBN 978-3-8169-2650-4.

[69] P. Rolke, D. Backofen und R. Marohn, „Beschreibung der Einblascharakteristik von Gasinjektoren mit dem IAV Injection Analyzer," in *9. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung 2014*, Wiesbaden, Springer, 2014, ISBN 978-3-658-07649-8.

[70] K. Vertin, „Development of a Direct-Injected Natural Gas Engine System for Heavy-Duty Vehicles," National Renewable Energy Laboratory, Golden, Colorado USA, 2000; NREL/SR-540-27500.

[71] B. Bartunek und U. Hilger: Direct Induction Natural Gas (DING): A Diesel-Derived Combustion System for Low Emissions and High Fuel Economy, SAE 2000-01-2827.

[72] K. Takasaki, D. Imhof, R. Ishibashi, D. Tsuru, K. Kumagae, K. Hidaka, N. Kato und M. Grochowina: Fundamental Study on GI (Natural Gas High-Pressure Injection) Combustion with Visualization Method, Graz: 14. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors", 2013.

[73] A. Boretti, „Dual Fuel CNG-Diesel Heavy Duty Truck Engines with Optimum Speed Power Turbine," in *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress*, Berlin, Heidelberg, Springer, 2013, ISBN 978-3-642-33749-9, pp. 897-920.

[74] G. Figer, F. Seitz, G. Graf und H. Schreier: Nutzfahrzeug-Gasmotoren mit Dieseleffizienz, MTZ-Motortechnische Zeitschrift, 10/2014.

[75] F. Sprenger, P. Fasching und S. Kammerstätter: Experimentelle Untersuchung von Erdgas-Diesel Brennverfahren mit äußerer und innerer Gemischbildung für PKW-Anwendungen, Graz: 15th Conference "The Working Process of the Internal Combustion Engine", 2015.

[76] H.-J. Berner und M. Bargende, „Ein CO_2-minimales Antriebskonzept auf Basis des Kraftstoffes Erdgas," in *Gasfahrzeuge-Die passende Antwort auf die CO_2-Herausforderungen der Zukunft?*, Essen, Expert Verlag-Haus der Technik Fachbuch, 2004, ISBN 3-8169-2439-5.

[77] H. Schüle, S. Treinies, E. Magori und M. Höge, „Ein neues Konzept für den zukünftigen Betrieb von DI-Motoren mit Erdgas," in *Gasfahrzeuge III - Die Schlüsseltechnologie auf dem Weg zum emissionsfreien Antrieb?*, Essen, Expert-Haus der Technik Fachbuch, 2008, ISBN 978-3-8169-2847-8.

[78] A. Fürhapter, K. Rössler, H. Schüle und M. Höge: Potenziale von CNG-Direkteinblasung im PKW Antrieb, Berlin: 5. Tagung: Gasfahrzeuge - Die Alternative zur E-Mobilität?, 2010.

[79] P. Soltic, R. Egli, D. Mauke, J. Wright, C. Bach und K. Boulouchos: Strömung, Gemischbildung und Verbrennung bei Methandirekteinblasung im homogenen λ=1 Betrieb: Simulationen und Versuchsergebnisse, Stuttgart: 6.Tagung Gasfahrzeuge, Die ehrliche und wirtschaftliche CO_2-Alternative, 2011.

[80] H.-J. Berner, S. Bohatsch, B. Hofmann, A. Ferrari und M. Bargende, „Strahlgeführte Erdgas-Direkteinblasung zur Erzielung höchster Wirkungsgrade," in *Gasfahrzeuge III - Die Schlüsseltechnologie auf dem Weg zum emissionsfreien Antrieb?*, Essen, Expert-Haus der Technik Fachbuch, 2008, pp. 142-160.

[81] M. Bargende, H.-J. Berner und F. Herzenjak: A 2nd-Generation Natural Gas Direct Injector, Potsdam: 7th IAV Conference: Gas-Powered Vehicles - The logical Approach to CO_2 Reduction, 2012.

[82] K. Zeng, Z. Huang, B. Liu, L. Liu, D. Jiang, Y. Ren und J. Wang, „Combustion characteristics of a direct-injection natural gas engine under various fuel injection timings," *Applied Thermal Engineering,* Nr. 26, pp. 806-813, 2006.

[83] K. Rößler, O. Frank , J.-F. Preuhs und P. Farah: Direct Injection of Natural Gas for Passanger Cars-Prospects and Challenges, Potsdam: 7th IAV

Conference: Gas-Powered Vehicles-The Logical Approach to CO_2 Reduction, 2012.

[84] C. Bertram: Vergleich der ottomotorischen Verbrennung von Erdgas bei bivalenter und monovalenter Motorauslegung, TU Wien: Dissertation, 2006.

[85] R. Kuberczyk: Wirkungsgradunterschiede zwischen Otto-und Dieselmotoren - Bewertung von wirkungsgradsteigernden Maßnahmen bei Ottomotoren, Universität Stuttgart: Dissertation, 2009.

[86] O. Lang, K. Habermann, S. Pischinger und F. Fricke: Ottomotorisches Brennverfahren zum Einsatz zukünftiger Kraftstoffe, Wien: 26. Internationales Wiener Motorensymposium, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr. 595, 2005, ISBN 3-18-359512-5.

[87] M. Chiodi, H.-J. Berner und M. Bargende: Investigation on Mixture Formation and Combustion Process in a CNG-Engine by Using a Fast Response 3D-CFD-Simulation, SAE 2004-01-3004.

[88] D. Klawatsch: Probleme kleinvolumiger Ottomotoren hoher Leistung als PKW-Antriebsaggregate und Maßnahmen zu deren Lösung, Düsseldorf: VDI Verlag GmbH, Reihe 12, Nr. 312, 1997, ISBN 3-18-331112-7.

[89] F. Weberbauer, M. Rauscher, A. Kulzer, M. Knopf und M. Bargende: Allgemein gültige Verlustteilung für neue Brennverfahren, MTZ-Motortechnische Zeitschrift, 02/2005.

[90] H. Pflaum: Potenzial von synthetischen Diselkraftstoffen im motorischen Betrieb unter besonderer Berücksichtigung der Auswirkung alternativer Brennverfahren und Einspritzstrategien auf die Ruß- und Stickoxidbildung, TU Wien: Dissertation, 2010.

[91] National Institute of Standards and Technology, „Thermophysical Properties of Fluid Systems,“ [Online]. Website: http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/. [Zugriff am 23 06 2015].

[92] DIN 1940 Hubkolbenmotoren: Begriffe, Formelzeichen, Einheiten, Berlin: Beuth, 1976.

[93] M. Bargende, C. Burkhardt und A. Frommelt: Besonderheiten der thermodynamischen Analyse von DE-Ottomotoren, MTZ-Motortechnische Zeitschrift, 01/2001.

[94] G. Merker, C. Schwarz und R. Teichmann: Grundlagen Verbrennungsmotoren, Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2011, ISBN 978-3-8348-1393-0.

[95] G. Woschni: Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren, MTZ-Motortechnische Zeitschrift, 12/1970.

[96] G. Woschni und J. Fieger: Experimentelle Bestimmung des örtlich gemittelten Wandwärmeübergangskoeffizienten im Ottomotor, MTZ-Motortechnische Zeitschrift, 06/1981.

[97] K.-H. Grote und J. Feldhusen: Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau, Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 2011, ISBN 978-3-642-17305-9.

[98] J. B. Heywood: Internal Combustion Engine Fundamentals, New York: McGraw-Hill, 1988, ISBN 0-07-100499-8.

[99] F. Forsthuber: Motorprozessrechnung CULT - Interne Projektpräsentation, TU Wien, 03.04.2014 [Unveröffentlicht].

[100] F. Forsthuber: Methodenentwicklung in der eindimensionalen Simulation am Beispiel eines Nutzfahrzeugantriebs und eines direkteinblasenden Erdgasantriebs unter besonderer Berücksichtigung phänomenologischer Verbrennungsmodelle, TU Wien: Dissertation, (in Vorbereitung).

[101] Der Rat der Europäischen Gemeinschaften - Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften, Richtlinie des Rates 91/441/EWG, 1991.

[102] T. Hofherr, M. Damböck, F. Forsthuber und P. Hofmann, „Potential of Direct injection for Increasing the Low End Torque of Boosted CNG Engines," 8. Tagung Gasfahrzeuge, Stuttgart, 2013.

[103] J. Borrmeister und W. Hübner: Einfluss der Brennraumform auf HC-Emission und den Verbrennungsablauf, MTZ-Motortechnische Zeitschrift, 07/1997.

[104] C. Weber , U. Kramer, R. Klein, C. Hofmann, O. Berkemeier, J. Dunstheimer, H. Baumgarten, T. Uhlmann, M. Thewes, J. Scharf und J. Ewald: Erdgas-spezifisches Downsizing - Potentiale und Herausforderungen, Wien: 36. Internationales Wiener Motorensymposium, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr. 783, 2015, ISBN 978-3-18-378312-0.

[105] T. Lauer und B. Geringer: Bewertung der Restgastoleranz bei homogenen Brennverfahren für hohe Abgasrückführraten, MTZ-Motortechnische Zeitschrift, 02/2008.

[106] R. Golloch: Downsizing bei Verbrennungsmotoren, Berlin Heidelberg: Springer, 2005, ISBN 3-540-23883-2.

[107] P. Weyand, F. Lorenz, S. Schilling, B. Geringer, P. Hofmann, J. Graf und T. Hofherr: Adaptive Continuous Spark Ignition as Enabler for High Dilution EGR Operation, Berlin: Ignition Systems for Gasoline Engines, 2014.

[108] T. Vlachos, P. Bonnel und M. Weiss: Die Bewertung des Abgasverhaltens von Fahrzeugen im realen Fahrbetrieb - Eine Herausforderung für die europäische Emissionsgesetzgebung, Wien: 36. Internationales Wiener Motorensymposium, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.783, 2015, ISBN 978-3-18-378312-0.

[109] K. Seifert und T. Schick, „Verfahren zum Betrieb einer Brennkraftmaschine mit Erdgas“. Europa Patent EP1333168B1, 28 09 2005.

[110] M. Chiodi, H.-J. Berner und M. Bargende: Investigation on different Injection Strategies in a Direct-Injected Turbocharged CNG-Engine, SAE Paper 2006-01-3000.

[111] E. Truckenbrodt: Fluidmechanik, Berlin Heidelberg: Springer, 2008, ISBN 978-3-540-79023-5.

[112] F. Zacharias: Gasmotoren, Würzburg: Vogel, 2001, ISBN 3-8023-1796-3.

[113] K. Mollenhauer und H. Tschöke: Handbuch Dieselmotoren, Berlin, Heidelberg: Springer, 2007, ISBN 978-3-540-72164-2.

[114] K. H. Gluck, E. Löx, A. Schafer-Sindlinger, T. Kreuzer und R. S. Muniz: Catalyst Development for Stoichiometric and Lean Burn Natural Gas Engines, SAE 942419.

[115] X. Zhang, C. Lee, D. Hayward und M. Mingos, „Oscillatory behaviour observed in the rate of oxidation of methane over metal catalysts,“ *Catalysis Today,* Bd. 105, pp. 283-294, 2005.

[116] F. Klingstedt, A. Neyestanaki, R. Byggningsbacka, L. Lindfors, M. Lunden, M. Petersson, P. Tengström, T. Ollonqvist und J. Väyrynen, „Palladium based catalysts for exhaust aftertreatment of natural gas powered vehicles and

biofuel combustion," *Applied Catalysis A: General,* Bd. 209, pp. 301-316, 2001.

[117] B. Andersson, N. Cruise, M. Lunden und M. Hansson: Methane and Nitric Oxide Conversion Over a Catalyst Dedicated for Natural Gas Vehicles, SAE 2000-01-2928.

[118] D. Roth, P. Gelin, M. Primet und E. Tena, „Catalytic behaviour of Cl-free and Cl-containing Pd/Al_2O_3 catalysts in the total oxidation of methane at low temperatures," *Applied Catalysis A: General,* Bd. 203, pp. 37-45, 2000.

[119] R. Burch, F. Urbano und P. Loader, „Methane combustion over palladium catalysts: The effect of carbon dioxide and water on activity," *Applied Cataysis A:General,* Bd. 123, pp. 173-184, 1995.

[120] J. Lee und D. Trimm, „Catalytic combustion of methane," *Fuel Processing Technology,* Nr. 42, pp. 339-359, 1995.

[121] D. Bounechada, G. Groppi, P. Forzatti, K. Kallinen und T. Kinnunen, „Effect of periodic lean/rich switch on methane conversionover a Ce-Zr promoted Pd-Rh/Al_2O_3 catalyst in the exhausts of natural gas vehicles," *Applied Catalysis B: Environmental,* Bd. 119/120, pp. 91-99, 2012.

[122] W. Dietrich: Gemischbildung bei Gas- und Dieselmotoren sowie ihr Einfluss auf die Schadstoffemissionen-Rückblick und Ausblick, MTZ-Motortechnische Zeitschrift, 01/1999.

[123] C. Kim, K. Perry, W. Li, K. Narayanaswamy und M. Viola: Catalyst Design for Urea-less Passive Ammonia SCR Lean-Burn SIDI Aftertreatment System, Detroit, Michigan USA: Directions in Engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) Conference, 2010.

[124] D. Gruden: Umweltschutz in der Automobilindustrie, Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2008, ISBN 978-3-8348-0404-4.

[125] Europäisches Parlament, Rat der Europäischen Union, Verordnung (EG) Nr. 595/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates, 2009.

[126] A. Gifhorn und R. Meyer-Pitroff: Einfluss abgasspezifischer Parameter auf die N_2O-Bildung am Pd/Rh-Katalysator, MTZ-Motortechnische Zeitschrift, 06/1998.

[127] W. Li, K. Perry, K. Narayanaswamy, C. Kim und P. Najt: Passive Ammonia SCR for Lean Burn SIDI Engines, Dearborn, Michigan USA: Directions in Engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) Conference, 2009.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name:	Thomas Walter Hofherr
Geburtsdatum und -ort:	14.01.1980 in Passau
Staatsangehörigkeit:	deutsch

Berufliche Tätigkeiten

06/2011 - heute	Projektassistent am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik an der TU Wien
04/2009 - 05/2011	Versuchsingenieur bei der ZF Achsgetriebe GmbH in Thyrnau
10/2007 - 02/2009	Wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Hochschule Regensburg; Labor für Verbrennungsmotoren und Abgasnachbehandlung
03/2003 - 08/2003	Industriemechaniker bei AKE Automation in Passau

Werdegang

06/2011 - heute	Doktorat an der Technischen Universität Wien Fachrichtung: Maschinenbau
10/2007 - 03/2009	Studium: Hochschule Regensburg Fachrichtung: Mechanical Engineering
10/2003 - 09/2007	Studium: Hochschule Regensburg Fachrichtung: Maschinenbau Schwerpunkt: Fahrzeugtechnik
09/2000 - 02/2003	Berufsausbildung bei AKE Automation in Passau zum Industriemechaniker Schwerpunkt: Maschinen- und Systemtechnik
07/1999 - 04/2000	Wehrdienst, Sanitätsregiment Feldkirchen
09/1990 - 06/1999	Adalbert Stifter Gymnasium, Passau