

Klaus Hadl

POTENZIALE EINES WASSERSTOFF/METHAN–DIESEL
SIMULTANBRENNVERFAHRENS FÜR DEN
PKW-DIESELMOTOR

Masterarbeit



Maschinenbau

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
Technische Universität Graz

Institutsvorstand:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder

Betreuer:

Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Grabner
Dipl.-Ing. Reinhard Luef

Graz, Mai 2012

Eidesstattliche Erklärung

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

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

Graz, am 8. Mai 2012

Klaus Hadl

Danksagung

Die vorliegende Masterarbeit entstand im Rahmen eines Forschungsprojektes der Forschungsgesellschaft für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik mbH an der Technischen Universität Graz.

An dieser Stelle möchte ich mich bei Univ.-Prof. Dr. Helmut Eichlseder, Leiter des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik und Begutachter dieser Arbeit, für die hervorragende fachliche und offenherzige Betreuung bedanken.

Besonderer Dank gilt meinen Betreuern Dr. Peter Grabner und Dipl.-Ing. Reinhard Luef, die mir über die gesamte Dauer der Masterarbeit stets mit Rat und Tat zur Seite standen.

Außerdem bedanke ich mich bei Dipl.-Ing. Christof Hepp für seine Unterstützung und sein Engagement während der Versuchsdurchführung.

Für die hervorragende Zusammenarbeit am Prüfstand danke ich Markus Krebs. Ohne seinen Einsatz wäre die Versuchsdurchführung in diesem Zeitraum nicht möglich gewesen.

Auch bei all jenen Institutsmitarbeitern die hier nicht namentlich erwähnt werden, möchte ich mich für die herzliche Aufnahme bedanken.

Meiner Freundin Elisa danke ich für die moralische Unterstützung und Motivation während des gesamten Studiums.

Abschließend gilt mein besonderer Dank meinen Eltern und meiner gesamten Familie für die ideelle und materielle Unterstützung während meiner gesamten Ausbildungszeit.

Graz, Mai 2012

Klaus Hadl

Kurzfassung

Im Rahmen der vorliegenden Masterarbeit wurden die Potenziale der Wasserstoff-Diesel- sowie der Methan-Diesel-Simultanverbrennung für den Einsatz in PKW-Motoren bewertet.

Infolge der kohlenstoffärmeren Verbrennung von Methan ist mit steigender Substitutionsrate ein zunehmendes CO₂-Einsparungspotenzial erreichbar. Noch drastischer ist Letzteres bei der Verbrennung von Wasserstoff, da diese ja bekanntlich kohlenstoff- und damit CO₂-frei erfolgt.

Als Versuchsmotor diente ein aktueller Sechszylinder Reihendieselmotor. Eine Modifikation der Sauganlage war notwendig, um die Eindüsung des alternativen Kraftstoffes in die Ansaugkanäle der Zylinder zu realisieren. Ebenso waren Umbauarbeiten am Prüfstand notwendig, um die Kraftstoffversorgung des Wasserstoffs bzw. des Methans sicherzustellen. Der Dieselbetrieb war von diesen Änderungen jedoch nicht beeinträchtigt, sodass auch weiterhin das Betreiben des Aggregates mit dem konventionellen Kraftstoff möglich war.

Ausgehend vom reinen Dieselbetrieb sollte der alternative, gasförmige Kraftstoff saugsynchron eingedüst und anschließend im Brennraum umgesetzt werden. Bei konstanter Last und Drehzahl musste nun aufgrund der zusätzlich eingebrachten Energie weniger Diesel eingespritzt werden. Durch die bereits erwähnte kohlenstoffärmere Verbrennung infolge der Gaseindüsung ergab sich im Simultanbetrieb ein beträchtliches CO₂-Einsparungspotenzial. Des Weiteren war bei hohen Substitutionsraten eine Verbesserung des NO_x/Ruß-TradeOffs zu beobachten, da sich im Brennraum ein homogenes Gas-Luft-Gemisch bilden konnte.

Neben der Darstellbarkeit des maximalen energetischen Gasanteils sollte in den verschiedenen Betriebspunkten auch die Verträglichkeit der Abgasrückführung geklärt werden. Nach grundlegenden Untersuchungen wurden die betrachteten Lastpunkte bei 2000 min⁻¹ soweit optimiert, dass Aussagen über die Sinnhaftigkeit einer Anwendung in verschiedenen Lastbereichen getroffen werden konnten.

Bei den Wasserstoffuntersuchungen stellte sich heraus, dass höchste Substitutionsraten und beachtliche AGR-Raten im niedrigen und mittleren Lastbereich dargestellt werden können. Bei höheren Lasten ist die Wasserstoffbeimengung allerdings aufgrund von Frühzündungen begrenzt und eine Rückführung von Abgas nicht möglich.

Die Untersuchungen im Methan-Diesel-Simultanbetrieb ergaben, dass hohe Substitutionsraten im niedrigen Lastbereich aufgrund der eingeschränkten Zündgrenzen des Methans nicht sinnvoll darstellbar sind. Extrem hohe CH₄-Emissionen und sehr schlechte Wirkungsgrade sind die Folge. Bei höheren Lasten sind hingegen höchste Substitutionsraten bei guten Wirkungsgraden und gleichzeitig geringen Emissionen realisierbar.

Abstract

Within this master thesis the potential of the simultaneous hydrogen-diesel-combustion as well as those of the methane-diesel-combustion in passenger car engines was estimated.

In comparison to diesel the combustion of methane is poor in carbon, hence less CO_2 is emitted. By using hydrogen instead of methane, CO_2 emissions can be lowered even more since hydrogen combustion is carbon-free, leaving only carbon dioxide from the reduced amount of diesel.

As test engine a six-cylinder in-line dieselengine was chosen. Due to an adaption of the intake manifold a suction-synchronous injection of the alternative fuel directly into the inlet port could be realized. In addition an adaption of the test bench was required to ensure the fuel supply of hydrogen and methane. The diesel operation was not affected by the modification, hence operating with the conventional fuel was still possible.

Starting up from the conventional diesel-only operation, the alternative gaseous fuel was injected into the inlet port and subsequently transformed in the combustion chamber. As previously mentioned, less CO_2 was emitted due to the lower amount of carbon in methane respectively the absence of carbon in hydrogen. Furthermore an improvement of the NO_x /Soot-TradeOff was noticed at high substitution rates since a homogeneous fuel/air mix exists in the combustion chamber.

The maximum methane and hydrogen amounts at different load points were tested as well as the compatibility of exhaust gas recirculation. After these basic tests, the considered load points at 2000 rpm were optimized, allowing predictions about uses in different load ranges.

The hydrogen investigations revealed that highest substitution rates and considerable rates of exhaust gas recirculation can be realized at low and middle load points. Due to the rising pre-ignitions the substitution rate is confined and a recirculation of exhaust gas is not possible at high loads.

In case of the simultaneous methane-diesel-combustion high substitution rates at lower load points are not useful educible since the ignition limit of methane is restricted. As a result high methane emissions and low efficiency occur. However, high substitution rates with acceptable efficiency and low emissions are accessible with increasing load.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Allgemeines zu Wasserstoff und Erdgas	3
2.1	Vorkommen und Reservoir	3
2.2	Produktion und Gewinnung	4
2.2.1	Erzeugung von Wasserstoff	4
2.2.2	Gasgewinnung	6
2.3	Bewertung der beiden Energieträger	8
3	Kraftstoffeffizienz für den Kraftfahrzeugsektor	10
3.1	Unterschiedliche Anwendungsbereiche	10
3.2	Eigenschaften von Wasserstoff bzw. Methan	12
4	Grundlegende Überlegungen zum Simultanbetrieb	21
4.1	Wichtige Größen	21
4.1.1	Luftverhältnis des angesaugten Gemisches	21
4.1.2	Energetischer Gasanteil	21
4.2	Theoretisches CO ₂ -Einsparungspotenzial	22
4.3	Berechnung verschiedener Größen	23
4.3.1	Ermittlung der AGR-Rate	23
4.3.2	Umrechnung von FSN-Wert auf Massenemission	25
4.3.3	Verwendung gleicher Injektoren	25
4.3.4	Ermittlung der maximal darstellbaren Lasten	25
4.3.5	Leistungsverlust durch Saugrohreinspritzung	27
5	Prüfstandsaufbau	28
5.1	Versuchsträger	28
5.2	Aufbauarbeiten am Prüfstand	28
5.3	Kraftstoffeinbringung und Versorgung	30
5.3.1	Grundprinzip des Simultanbetriebes	30
5.3.2	Sauganlage	31
5.3.3	Kraftstoffversorgung zur Sauganlage	33

6	Untersuchungen im Simultanbetrieb	35
6.1	Fixe und veränderbare Parameter	35
6.1.1	Wichtige Stellgrößen	35
6.1.2	Basiskonfiguration für den Simultanbetrieb	36
6.2	Vorgehensweise bei den Untersuchungen	37
6.3	Untersuchte Betriebspunkte	38
6.4	Eingangsmessungen	39
6.5	Ergebnisse der H ₂ -Dieselverbrennung	40
6.5.1	Verhalten bei mittleren Lasten	40
6.5.2	Verhalten bei niedrigen Lasten	48
6.5.3	Verhalten bei hohen Lasten	50
6.5.4	Verhalten bei unterschiedlichen Drehzahlen	52
6.5.5	Potenzial einer Drehzahlerweiterung	53
6.5.6	Frühzündungsproblematik	55
6.5.7	Lastschnitt	57
6.6	Ergebnisse der CH ₄ -Dieselverbrennung	61
6.6.1	Verhalten bei mittleren Lasten	61
6.6.2	Verhalten bei niedrigen Lasten	69
6.6.3	Verhalten bei hohen Lasten	72
6.6.4	Verhalten bei unterschiedlichen Drehzahlen	75
6.6.5	Potenzial bei Vollast	76
6.6.6	Lastschnitt	79
6.6.7	Verringerung der Methanemissionen	84
6.7	Schlussfolgerungen und Potenziale	86
6.7.1	Mögliche Anwendungsbereiche	86
6.7.2	Technische Realisierbarkeit	90
7	Zusammenfassung und Ausblick	93
	Literaturverzeichnis	95

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

a	Schallgeschwindigkeit in m/s
\dot{E}_i	eingebraachte Energiemenge des Mediums i in kW
$\dot{E}_{95\%}$	95% der ursprünglich eingebrachten Energiemenge in kW
f	Ventilöffnungsquerschnitt in mm ²
G	Gewicht in kg
h	spezifische Enthalpie in kJ/kg
$H_G, \overline{H_G}$	Gemischheizwert in MJ/m ³
H_o	oberer Heizwert in kJ/kg
$H_{o,vol}$	oberer vol. Heizwert in kJ/dm ³
H_u	unterer Heizwert in kJ/kg
H_{u_i}	unterer Heizwert des Mediums in kJ/kg
L_{st}	stöchiometrischer Luftbedarf in kg/kg _{Br}
L_{st_i}	stöchiometrischer Luftbedarf des Mediums i in kg/kg _i
M	molare Masse in kg/kmol; Drehmoment in Nm
m	Masse in kg oder kg/s
m_{AG_e}	extern rückgeführte AGR-Masse in kg/s
m_{DA}	Ausgangsdieselmasse in kg/s
m_E	insgesamt einströmende Gasmasse in kg/s
m_{Fr}	Frischladungsmasse in kg/s
$m_{g/\ddot{O}d}$	eingebraachte Gasmasse je Sekunde Ventilöffnungsdauer in g/s _{Öd}
M_i	molare Masse des Mediums i in kg/kmol
m_i	Masse des Mediums i in kg/s
M_{Max}	maximales Drehmoment in Nm
$m_{Ru\ddot{B}}$	Rußmasse in g/h

m_{Sp}	Spülmasse in kg/s
N	Anzahl der Teilchen in -
n	Stoffmenge in kmol; Drehzahl in min ⁻¹
N_A	Avogadro-Konstante in 1/mol
n_{Max}	maximale Drehzahl in min ⁻¹
n_{Nenn}	Nenn Drehzahl in min ⁻¹
P	Leistung in kW
p	Druck in bar
p_{21}	Relativdruck nach LLK in bar
p_{22}	Relativdruck im Saugrohr in bar
p_e	effektiver Mitteldruck in bar
p_i	indizierter Mitteldruck in bar
p_u	Umgebungsdruck in bar
R	spezifische Gaskonstante in J/kgK
R_m	allgemeine Gaskonstante in J/kmolK
T	Temperatur in K oder °C
T_{22}	Temperatur im Saugrohr in °C
T_{31}	Temperatur vor Turbolader in °C
T_{40}	Temperatur nach Turbolader in °C
V	Volumen in m ³
\dot{V}	Volumenstrom in m ³ /s
v_H	laminare Flammgeschwindigkeit in m/s
W_o	oberer Wobbeindex in MJ/Nm ³
x	Substitutionsrate in -
x_{AG_e}	externe AGR-Rate in -

Griechische Formelzeichen

α	Gaspedalstellung in %
η	effektiver Wirkungsgrad in %
κ	Isentropenexponent in -
λ	Luftverhältnis in -
λ_a	Luftaufwand in -
$\lambda_{E_{tas}}$	globales Luftverhältnis in -
λ_o	obere Zündgrenze in -

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

λ_{Saug}	Luftverhältnis des angesaugten Gemisches in -	KW	Kurbelwinkel
λ_u	untere Zündgrenze in -	LLK	Ladeluftkühler
$\mu_{i/j}$	Massenanteil der Komponente i an j in -	MFB50	50%-Umsatzpunkt (Mass-Fraction-Burnt)
μ_{JT}	Joule-Thomson-Koeffizient in K/Pa	MOZ	Motor-Oktanzahl
$\nu_{\text{CO}_2 i}$	Molanteil CO_2 an Messstelle i in -	MZ	Methanzahl
$\nu_{\text{O}_2 i}$	Molanteil O_2 an Messstelle i in -	NEDC	New European Driving Cycle (Europäischer Fahrzyklus)
ν_0	spezifisches Volumen im Ausgangszustand in -	NFZ	Nutzfahrzeug
ρ	Dichte in kg/m^3	NO_x	Stickoxide
ρ_i	Dichte des Mediums i in kg/m^3	O_2	Sauerstoff
τ	Gesamtöffnungszeit in $s_{\text{Öd}}/s$	Öd	Öffnungsdauer
ψ_{Max}	kritischer Durchfluss in -	OH^-	Hydroxid-Ion
Φ	Equivalence Ratio in -	OT	oberer Totpunkt
		OZ	Oktanzahl
		ROZ	Research-Oktanzahl
		Saug	Saugrohr
		US06	US Fahrzyklus
		VL	Volllast
		VTG	variable Turbinengeometrie
		WOT	Wechsel-OT
		ZOT	Zünd-OT
		\varnothing	Durchmesser
		∂	parielles Differential
Indizes und Abkürzungen			
0	Bezugs- oder Standardzustand		
1	Zustand 1		
2	Zustand 2		
A	Ampere		
AGR	Abgasrückführung		
BD	Brenndauer		
Br	Brennstoff		
C	Kohlenstoff		
CH_4	Methan		
CNG	Compressed Natural Gas		
CO	Kohlenmonoxid		
CO_2	Kohlendioxid		
COV	Coefficient of Variation		
CZ	Cetanzahl		
D	Diesel		
DOHC	Double Overhead Camshaft		
e^-	Elektron		
EÖ	Einlass öffnet		
ES	Einlass schließt		
FSN	Filter Smoke Number		
FTP-75	Federal Test Procedure (US Fahrzyklus)		
Gem	Gemisch		
H^+	Proton		
H_2	Wasserstoff		
H_2O	Wasser		
H_3O^+	Hydronium-Ion		
HC	Kohlenwasserstoff		

1 Einleitung

Die stetig zunehmende Weltbevölkerung und der steigende Wohlstand in heute noch weniger industrialisierten Ländern werden in den nächsten Jahrzehnten zu einem drastischen Anstieg des weltweiten Energiebedarfs führen.

Gerade der Transportsektor, der energietechnisch bislang die größten Zuwachsraten verzeichnet, wird nahezu gänzlich mit Öl versorgt, und spiegelt unsere Abhängigkeit von diesem endlichen, fossilen Energieträger wieder, der nicht zuletzt für einen erheblichen Anteil der globalen CO₂-Emissionen verantwortlich ist. Gleichzeitig zeigt sich aber auch der immer höhere Stellenwert, den die Mobilität in unserer hochtechnisierten Gesellschaft zunehmend gewinnt.

Die globale Erderwärmung und der damit verbundene drohende Klimawandel zeigen die Notwendigkeit der Reduzierung der Treibhausgasemissionen, insbesondere des CO₂, auf. Aus diesem Grund hat die EU die Verordnung (EG) Nr. 443/2009 erlassen, die ab 2012 erstmals für alle Fahrzeughersteller einen CO₂-Flottengrenzwert für neu zugelassene Personenkraftwagen und leichte Nutzfahrzeuge innerhalb der Europäischen Union festlegt. Im Falle der Grenzwertüberschreitung ist für die jeweiligen Hersteller mit finanziellen Sanktionen zu rechnen [13].

Weltweit wird heute an Alternativen zum Verbrennungsmotor geforscht und entwickelt, wobei teilweise bereits beachtliche Erfolge erzielt wurden. Ein revolutionärer Durchbruch durch eine der Technologien ist allerdings in naher Zukunft noch nicht zu erwarten. Aufgrund der ungünstig hohen CO₂-Emissionen bei der Verbrennung von erdölbasierten Energieträgern gibt es eine Vielzahl von Bestrebungen Verbrennungsmotoren mit alternativen Kraftstoffen zu betreiben. Auf ottomotorischer Basis sind sogar erste Fahrzeuge mit Wasserstoff- bzw. Erdgasantrieb in Serie bzw. Vorserie gegangen.

Die Vorteile verschiedenster Kraftstoffe sollen an dieser Stelle keinesfalls bewertet werden, vielmehr sollen die Potenziale zweier Alternativen erörtert werden. Ziel dieser Arbeit ist es, das Verhalten und die Vorzüge der Wasserstoff-Diesel- bzw. Methan-Diesel-Simultanverbrennung zu beurteilen. Dabei wird ausgehend vom konventionellen Dieselbetrieb der alternative Kraftstoff in den Ansaugkanal eingedüst und anschließend im Brennraum umgesetzt. Bei konstanter Last und Drehzahl muss nun aufgrund der zusätzlich eingebrachten Energie weniger Diesel eingespritzt werden.

Im ersten Teil dieser Arbeit soll dem Leser ein Überblick über die beiden alternativen Energieträger gegeben werden. Auf natürliche Vorkommen bzw. Verfügbarkeiten soll ebenso eingegangen werden wie auf unterschiedliche Herstellungsverfahren und etwaige Aufbereitungsmöglichkeiten. Auf die Eignung der Kraftstoffe für den Kraftfahrzeug-

betrieb wird im später folgenden zweiten Teil eingegangen. Unterschiedliche, zum Teil bereits in Serie befindliche Anwendungen werden erwähnt und chemisch, physikalisch und thermodynamisch relevante Eigenschaften charakterisiert. Der folgende dritte Teil dieser Arbeit behandelt grundlegende Überlegungen zum Simultanbetrieb, wobei unter anderem das CO₂-Einsparungspotenzial näher betrachtet und erläutert wird. Der Aufbau des Versuchsträgers bildet den vierten Teil, in dem insbesondere auf die Adaptierung des Saugrohres sowie auf die alternative Kraftstoffversorgung eingegangen wird. Der fünfte Teil stellt die Ergebnisse der am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik durchgeführten Untersuchungen dar. Erörtert werden neben der prinzipiellen Vorgehensweise auch das Betriebsverhalten bei unterschiedlichsten Lastpunkten sowie deren erreichte Optima und eine technische Realisierbarkeit für eine Anwendung in der Kraftfahrzeugbranche.

2 Allgemeines zu Wasserstoff und Erdgas

Zu Beginn sollen grundlegende Informationen über Vorkommen und Aufbereitung der beiden Energieträger Wasserstoff und Methan erörtert werden. Insbesondere für das mögliche CO₂-Gesamteinsparungspotenzial sind nicht nur die unmittelbar vom Kraftfahrzeug emittierten Kohlendioxide relevant, sondern auch die entstehenden Emissionen infolge des Produktions- bzw. Förderungsprozesses.

2.1 Vorkommen und Reservoirs

Wasserstoff

Wasserstoff ist das häufigste Element des Universums. Unter irdischen Verhältnissen tritt Wasserstoff, bedingt durch seine hohe Reaktivität, meist nur in molekularer Form auf. Am häufigsten verbinden sich die Atome dabei mit sich selbst zu molekularen Wasserstoffmolekülen H₂, wobei auch diese Moleküle in der Regel nur in weiteren Verbindungen, oftmals als H₂O, auftreten. Auch in zahlreichen weiteren organischen Verbindungen wie Kohlenwasserstoffen (z.B. Methan CH₄, Ethan C₂H₆), Alkoholen, Säuren, oder Fetten ist Wasserstoff enthalten.

Wasserstoff ist auf unserem Planeten also praktisch unbegrenzt vorhanden und verbrennt als einziger bis heute bekannter Energieträger CO₂ frei [6].

Erdgas/Methan

Noch heute werden große Erdgasreservoirs gefunden, wodurch die Vorräte dieses fossilen Energieträgers wesentlich länger reichen werden als die des Erdöls. Zusätzlich wird Erdgas zur Zeit noch in beachtlichen Mengen abgefackelt und demzufolge nicht genutzt, weil es bei der Erdölförderung als unerwünschtes Produkt zu Tage tritt. Durch die überdies sauberere Verbrennung im Vergleich zu Diesel oder Benzin, ist Erdgas ein durchwegs interessanter und vielversprechender Energieträger [25].

Erdgas besteht je nach Herkunftsland aus 80–98% Methan [5]. Um eine Verfälschung der Versuchsergebnisse durch einen unterschiedlichen Methananteil im Erdgas zu vermeiden, wurde bei den hier durchgeführten Untersuchungen reines CH₄ verwendet.

Methan ist nicht nur im Erdgas enthalten, sondern entsteht auch als Stoffwechselprodukt anaerober Vorgänge wie z.B. im Faulturm von Kläranlagen, im Verdauungstrakt von Wiederkäuern, auf Mülldeponien, in Sümpfen oder auf Reisfeldern.

2.2 Produktion und Gewinnung

2.2.1 Erzeugung von Wasserstoff

Zur Gewinnung von Wasserstoff ist der Einsatz von Primärenergie notwendig, da dieser in reiner Form auf der Erde nicht vorkommt. Es sind unterschiedliche Technologien zur Herstellung bekannt, wobei die Reformierung fossiler Kraftstoffe industriell am weitesten verbreitet ist. Auf Letztere und auf die Erzeugung durch Elektrolyse, die bekanntlich den Vorteil der CO₂-freien Erzeugung genießt, soll im Folgenden etwas näher eingegangen werden. Weitere gängige Verfahren wie die direkte Spaltung von Kohlenwasserstoffen, die Vergasung von Rohstoffen, die chemische Spaltung von Wasser oder verschiedene biologische Herstellungsverfahren werden in [6] umfassend erörtert und sollen hier nicht näher behandelt werden.

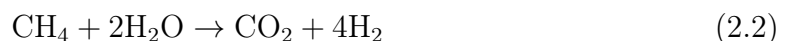
Dampfreformierung

Ungefähr 50% des heute produzierten Wasserstoffes stammen aus der Dampfreformierung von Erdgas. Auch andere fossile Kraftstoffe, die einen relativ hohen Prozentanteil an Wasserstoffmolekülen besitzen, wie z.B. Methanol CH₄O, eignen sich prinzipiell für dieses Herstellungsverfahren, Erdgas ist aber der mit Abstand am häufigsten eingesetzte Primärenergieträger [9].

Die endotherme katalytische Umsetzung von Kohlenwasserstoffen mit Wasserdampf wird als Dampfreformierung bezeichnet. In der Regel laufen die Prozesse bei Temperaturen zwischen 600 °C und 900 °C und bei Drücken zwischen 20 bar bis maximal 80 bar ab. In einem ersten Schritt wird das Erdgas unter Wärmezufuhr mit Wasserdampf zu einem Gemisch aus H₂ und CO umgesetzt, dem sogenannten Synthesegas. Nickel-Katalysatoren dienen dabei zur Reaktionsbeschleunigung [6].



Im Reformierofen läuft indes noch eine zweite Reaktion ab, bei der in geringen Mengen gleich direkt CO₂ gebildet wird.



Das Gas tritt mit ca. 850 °C aus dem Reformier aus und wird anschließend auf ungefähr 400 °C abgekühlt. Das enthaltene CO reagiert in einer nachfolgenden leicht exothermen

Reaktion mit Wasserdampf katalytisch weiter zu CO_2 , der sogenannten Wassergas- bzw. Shiftreaktion.



Anschließend wird das CO_2 aus dem Gasgemisch durch Druckwechseladsorption entfernt, wobei auch andere unerwünschte Bestandteile ausgewaschen werden [6]. In Abbildung 2.1 ist ein schematischer Aufbau einer Dampfreformierungsanlage für Erdgas zu sehen.

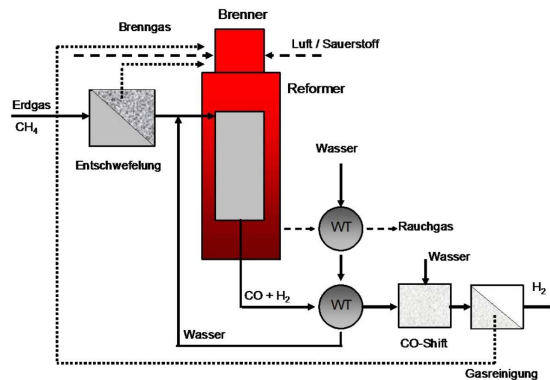
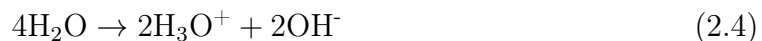


Abbildung 2.1: Schematischer Aufbau einer Dampfreformierungsanlage für Erdgas [6]

Mit diesem Verfahren werden hohe Wirkungsgrade von bis zu 80% erreicht, die CO_2 -Emissionen sind allerdings beachtlich. Eine im Jahr 2007 zugelassene Anlage des Herstellers „H2Gen“ emittiert heute beispielsweise $287 \text{ gCO}_2/\text{kWh}_{\text{H}_2}$ [29].

Wasser-Elektrolyse

Unter Elektrolyse versteht man die elektrochemische Zerlegung einer Substanz durch Stromzufuhr, in diesem Falle die Auftrennung von Wasser in Wasserstoff und Sauerstoff. Durch die Dissoziation¹ von Wasser entstehen H^+ - und OH^- -Ionen, allerdings besteht das freie Proton nur sehr kurze Zeit, da es sich sofort mit einem Wassermolekül zu einem H_3O^+ -Ion verbindet.



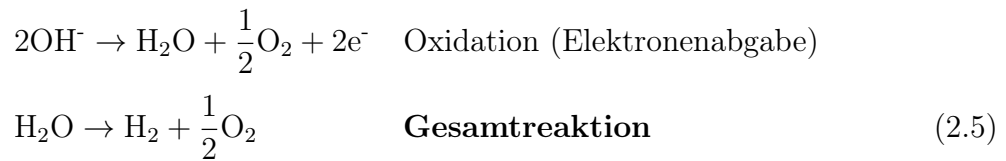
Der Stromkreis wird durch Anlegen einer Gleichspannung an den Elektrolyten geschlossen. Elektronen werden am Minuspol, der Kathode, an das Wasser abgegeben.

¹Chemische Reaktion, bei der als Ergebnis frei bewegliche Ionen auftreten.

Die durch Dissoziation entstandenen positiven H_3O^+ -Ionen nehmen die Elektronen auf und werden zu Wasser reduziert, dabei wird Wasserstoff frei.



Am Pluspol, der Anode, nehmen negative OH^- -Ionen die Elektronen auf und oxidieren zu Wasser, wobei Sauerstoff frei wird.



Der Ladungsausgleich findet dabei durch Leitung der OH^- -Ionen im Elektrolyten statt. In Abbildung 2.2 ist das Prinzip der Elektrolyse schematisch dargestellt.

Der Wirkungsgrad dieser Technologie liegt heute zwischen 70 und 80 Prozent. Neben dem Potenzial der CO_2 -freien Herstellung ist auch die Umwandlung elektrischer Energie in Wasserstoff zu Speicherzwecken ein durchaus interessantes Zukunftskonzept [6, 9].

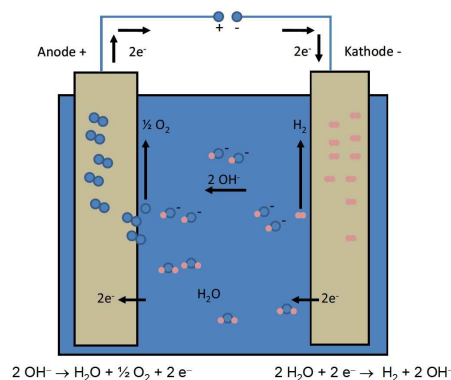


Abbildung 2.2: Prinzip des Elektrolysevorgangs [6]

2.2.2 Gasgewinnung

Erdgasvorkommen

Erdöl und Erdgas entstehen meist durch ähnliche Vorgänge und werden deshalb auch oft gemeinsam gefunden. Die Basis für die Entstehung dieser Rohstoffe bildeten Reste organischer Substanzen von Lebewesen, meist Pflanzen, die entweder im Wasser oder an Land gelebt haben. Normalerweise wurden diese Substanzen auf natürliche

Weise, sprich Verwesungsprozesse, in Kohlendioxid und Wasser umgewandelt. In sauerstoffarmen Umgebungen, wie z.B. Sümpfen, blieben die organischen Reste allerdings erhalten und es bildete sich Torf. Auf diesen Schichten wurden durch Anstieg des Meeresspiegels im Laufe von Jahrtausenden Sande und Tone abgelagert. Bei einem anschließenden Absinken des Meeresspiegels konnten sich wiederum Landpflanzen bilden und der Vorgang begann von Neuem. Durch mehrmaliges Ändern des Meeresspiegels bildeten sich verschiedenste sandige und tonige Schichten mit darin eingelagerten Torflagen. Die Überlagerung mit geologisch jüngeren Schichten führte zur Umwandlung der Torfschichten in Braunkohle und schließlich in Steinkohle, dem sogenannten Erdgas-Muttergestein. Im Laufe von Jahrmillionen bildete sich aus diesem Muttergestein nun Erdgas, wobei höhere Temperaturen, die in tieferen Gesteinsschichten infolge der natürlichen Erdwärme vorliegen, für diesen Prozess eine wichtige Voraussetzung waren. Die organischen Reste wurden dabei in einfache chemische Verbindungen, wie z.B. Methan, aufgespalten, die sich teilweise wieder zu komplexeren Molekülen weiter vereinten [21].

Durch den anfangs erwähnten ähnlichen Entstehungsprozess von Erdgas und Erdöl werden diese oft in Lagerstätten gemeinsam gefunden, das aufgrund seiner geringeren Dichte leichtere und beweglichere Erdgas meist in Schichten oberhalb des Erdöls [21].

Je nach Energiegehalt wird Erdgas in H-Gas und L-Gas unterschieden. Nach DIN 51642 muss Erdgas H einen Heizwert von mindestens 46 MJ/kg aufweisen, dies entspricht einem CH_4 -Anteil von ungefähr 87%, und Erdgas L einen Mindestheizwert von 39 MJ/kg, was einem Methananteil von näherungsweise 80% entspricht. In Österreich wird nur Erdgas H angeboten, in anderen europäischen Ländern werden beide Erdgasarten verkauft [6].

Verwendung von Biogas

Die Hauptbestandteile von Biogas sind Methan, mit einem Anteil zwischen 50% und 75%, sowie Kohlendioxid. Unter anoxischen² Bedingungen wird organische Masse durch verschiedene Bakterien in Biogas, Kohlendioxid und Wasser umgewandelt. Als Ausgangsprodukte können landwirtschaftliches Mähgut, z.B. Stroh oder Gras, Gülle aber auch organische Abfälle von Großküchen und Haushalten dienen. Nach einer anschließenden Reinigung und Abtrennung des Kohlendioxids kann das Methan gespeichert und vertrieben werden.

Nachwachsende Rohstoffe wie Pflanzen stehen als Energieträger praktisch unbegrenzt zur Verfügung. Die Verarbeitung zu Kraftstoffen ist in einer Welt, wo Millionen von Menschen an Unterernährung leiden, jedoch ethisch zu hinterfragen [10].

²Eine Reaktion, die unter Ausschluss von Sauerstoff stattfindet.

2.3 Bewertung der beiden Energieträger

Begutachtung aus unterschiedlichen Blickwinkeln

Gerade in einer Zeit, in der die Auswirkungen des sorglosen Umgangs mit endlichen Ressourcen im letzten Jahrhundert allmählich spürbar und bewusst werden, sollte ein nachhaltiger Umgang mit diesen zum Schutz unseres Planeten oberste Priorität haben. Auch die nahezu explodierenden Treibstoffpreise konventioneller Kraftstoffe sollten zur Nutzung alternativer Brennstoffe anspornen, um eine Verringerung vom fossilen Mineralöl zu erreichen. Das CO₂-Einsparungspotenzial durch die sauberere Verbrennung von Erdgas bzw. die praktisch schadstofffreie Verbrennung von Wasserstoff sollte zudem verstärkt zur Verwendung dieser beiden Kraftstoffe animieren.

Bereits in den frühen 30er Jahren des 20. Jahrhunderts wurden Versuche unternommen, Wasserstoff als Kraftstoff im Verbrennungsmotor einzusetzen, der Gedanke ist also keineswegs neu. Damals wie heute stehen die Entwickler aber vor großen Herausforderungen betreffend Erzeugung, Speicherung und Betankung des Energieträgers. Da Wasserstoff in der Natur nicht vorkommt, ist er streng genommen kein Energieträger, sondern nur ein „Energiespeicher“, der erst durch Zufuhr von Energie gewonnen wird. Die Nutzung von erneuerbaren Energien wäre in Zukunft nicht zuletzt durch Wasserstoff als Energiespeicher wirtschaftlich rentabler. Überkapazitäten aus beispielsweise Windkraftanlagen, die anderweitig ohnehin nicht genutzt werden könnten, würden dann zur Wasserstoffproduktion verwendet werden. Auch in einem möglichen Energieszenario, in dem mittels Photovoltaikanlagen in Nordafrika Strom produziert wird, spielt Wasserstoff eine wichtige Rolle: der Stromtransport nach Europa wäre auf herkömmlichem Weg über Stromleitungen nämlich unrentabel, wodurch eine Energiespeicherung in Wasserstoff zu Transportzwecken als eine der hoffnungsvollsten Methoden gilt. In Europa angekommen, kann der Wasserstoff wieder in Strom umgewandelt werden, oder aber direkt beispielsweise in Verbrennungsmotoren genutzt werden [6, 11].

Die ersten Versuche Erdgas motorisch zu verbrennen gehen auf das 19. Jahrhundert zurück. Vor allem in den frühen Jahrzehnten des 20. Jahrhunderts gab es teilweise beachtliche Bemühungen Erdgasfahrzeuge zu entwickeln, um nicht in Kriegszeiten von Erdölimporten abhängig zu sein. Durch die schwierige Speicherung geriet es allerdings allmählich in den Hintergrund und gewinnt erst heute wieder zunehmend an Bedeutung. Im Gegensatz zu Wasserstoff ist Erdgas ein Primärenergieträger, der wie bereits ausführlich beschrieben, im Vergleich zu konventionellen Kraftstoffen, große Vorteile im Bezug auf Vorkommen und Kohlendioxidausstoß aufweist [18].

Aufgrund des bei Umgebungsbedingungen gasförmigem Aggregatzustandes von sowohl Wasserstoff als auch Erdgas ist deren Speicherung in Kraftfahrzeugen problematischer als bei herkömmlichen Kraftstoffen. Die Gase müssen hochverdichtet in Tanks gespeichert werden, um eine möglichst große Energiemenge im Fahrzeug mitführen zu können. Die Unterbringung im Fahrzeug, sowie das Eigengewicht der Tanks, die Verlus-

te durch Diffusion und die daraus resultierenden erhöhten Sicherheitsanforderungen, stellten die Entwickler lange Zeit vor große Herausforderungen. Um eine höhere Energiedichte und somit eine größere Reichweite zu realisieren, gibt es Bestrebungen, die Kraftstoffe zu verflüssigen. Dafür ist allerdings eine Speicherung bei tiefkalten Temperaturen in Kryotanks notwendig, was einen hohen energetischen Aufwand mit sich bringt. Heute werden die Kraftstoffe daher größtenteils gasförmig gespeichert [5].

Simultanbetrieb

Die flächendeckende Verfügbarkeit von Erdgas an Tankstellen wird in den kommenden Jahren noch nicht gegeben sein, ebenso wenig wird Wasserstoff an Betankungsstationen erhältlich sein. Die Entwicklung von Motoren, die also nur mit einem dieser Kraftstoffe betrieben werden können, erscheint in naher Zukunft demzufolge als wenig empfehlenswert. Daher ist die Beimengung einer dieser Kraftstoffe zu einem konventionellen Dieselmotor als durchaus aussichtsreiche Alternative zu beurteilen. Falls der alternative Kraftstoff nicht verfügbar ist, kann der Motor im reinen Dieselbetrieb gefeuert werden. Durch die Saugrohreindüsung des alternativen Kraftstoffes kann sich im Brennraum ein homogenes Gemisch bilden, das von einem Dieselmotorschichtstrahl entzündet wird. Dadurch tritt das dieselspezifische NO_x /Ruß-TradeOff nicht auf, was neben den geringeren CO_2 -Emissionen einen Hauptvorteil des Simultanbetriebes darstellt.

3 Kraftstoffeignung für den Kraftfahrzeugsektor

Nachfolgend soll ein kurzer Überblick über Verbrennungsmotoren gegeben werden, die mit Erdgas bzw. Diesel betrieben werden können. Anschließend werden die wichtigsten Eigenschaften der Kraftstoffe erörtert.

3.1 Unterschiedliche Anwendungsbereiche

Auf Anwendungen von Stationär- und Schiffsmotoren wird nicht näher eingegangen, auch dort gibt es verschiedenste Einsatzgebiete der beiden Kraftstoffe. Ebenso sei hier auf die mögliche Nutzung in Brennstoffzellen hingewiesen, die dortigen Potenziale abzuwiegen, würde aber den Rahmen dieser Diplomarbeit sprengen.

Wasserstoff-Benzinmotor

Der Fahrzeughersteller BMW stellte im Jahre 2000 den weltweit ersten PKW-Serienmotor mit möglichem Wasserstoffbetrieb vor. Das Fahrzeug der 7er-Reihe war bivalent ausgestattet, konnte also entweder mit Wasserstoff oder Benzin betrieben werden und ermöglichte einen übergangslosen Umstieg von Wasserstoffantrieb auf Benzinantrieb während der Fahrt. Der Wasserstoff wurde an Bord des 12-Zylinder-Fahrzeuges flüssig und tiefkalt in Kryotanks gespeichert [6, 11].

Reiner Wasserstoffmotor

Das Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz führte intensive Forschungsarbeiten auf dem Gebiet des reinen Wasserstoffmotors durch. Die Untersuchungen betrafen äußere und innere Gemischbildung, sowie die Optimierung des Brennverfahrens und das Potenzial bei gezielter Selbstzündung. Im Falle von verfügbaren Wasserstofftankstellen können selbstverständlich auch alle bivalenten Motorkonzepte permanent mit Wasserstoff betrieben werden, es sei aber darauf hingewiesen, dass jeder Kraftstoff individuelle Eigenschaften hat und ein bivalenter Motor daher immer eine Kompromisslösung darstellt, die für beide Kraftstoffe erträglich ist [6].

Wasserstoff-Dieselmotor

Über bisherige Forschungen auf diesem Gebiet ist wenig bekannt. Im Zusammenhang mit Gasmotoren wird das Diesel-Zündstrahlverfahren jedoch schon länger angewendet. Auf PKW-Ebene ist durch die gänzlich andere Funktionsweise eines Dieselmotors ein bivalenter Betrieb mit Wasserstoff ohne kostenintensive Veränderungen nicht möglich.

Erdgas-Benzinmotor

Bereits heute sind einige namhafte Fahrzeughersteller wie VW, Ford oder Fiat mit bivalent ausgestatteten Motoren in Serie. Die Umschaltung zwischen den Kraftstoffen kann jederzeit erfolgen, die Reichweite der Fahrzeuge ist vergleichbar mit konventionellen Personenkraftwagen. Eine kostengünstige Umrüstung von bestehenden Ottomotoren auf bivalenten Motorbetrieb ist heute möglich, der Erdgastank wird dabei im Kofferraum des Fahrzeuges untergebracht, wodurch je nach Größe des Behälters unterschiedlich viel Stauraum wegfällt [20].

Reiner Erdgasmotor

Einige Fahrzeughersteller wie beispielsweise Opel rüsten ihre Fahrzeuge mit Motoren, die für monovalenten Betrieb ausgelegt sind, aus. Teilweise stattdessen die Hersteller auch diese Fahrzeuge mit einem sogenannten Benzin-Nottank aus, der bis zu 15 Litern Benzin fasst, und verhindern soll, dass der Betrieb des Fahrzeuges im Falle der Abwesenheit einer Erdgastankstelle zum Erliegen kommt. Insbesondere in Städten, in denen vorwiegend kürzere Distanzen überwunden werden, sind monovalente Erdgasmotoren vorteilhaft einzusetzen, da der Motor wie bereits erwähnt, für den reinen Erdgasbetrieb optimiert werden kann und das Erdgasversorgungsnetz im urbanen Bereich wesentlich besser ausgebaut ist als in ländlichen Gegenden [20].

Erdgas-Dieselmotor

Ein Diesel-Zündstrahl-Betrieb mit Erdgas ist in Gasmotoren ein bereits lang bekanntes und erprobtes Konzept zur Gemischentzündung. Durch dieses Verfahren werden die höchsten Mitteldrücke aller Verbrennungskraftmaschinen, und somit höchste Wirtschaftlichkeit, erreicht. Für die mobile Anwendung wurden am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen an der TU Kaiserslautern Versuche betreffend die Beimischung von Methan bei einem konventionellen PKW-Dieselmotor durchgeführt. Die dort gewonnenen Ergebnisse lieferten einen Ausgangswert für die hier realisierten Untersuchungen, konnten aber zum Teil widerlegt, größtenteils aber ergänzt und erweitert werden [15, 8].

3.2 Eigenschaften von Wasserstoff bzw. Methan

Nachfolgend werden die wichtigsten chemischen, physikalischen und thermodynamischen Eigenschaften von Wasserstoff und Methan erörtert.

Stoffeigenschaften

Wasserstoff besteht aus nur einem Proton als Kern und einem freien Elektron, welches ersteren umkreist. Dieses Isotop¹ ist mit über 99,9% das häufigste Wasserstoffisotop, siehe Abbildung 3.1a. Weitere hier nicht näher erläuterte Isotope sind Deuterium und Tritium. Das äußerst reaktionsfreudige Elektron bestimmt das chemische Verhalten des Atoms. Am öftesten verbindet sich das Atom mit sich selbst zu molekularem Wasserstoff, der bei Raumtemperatur, bedingt durch die hohe Bindungsenergie, sehr beständig und reaktionsträge ist. Die Dichte von Wasserstoff ist sehr gering, er ist ungefähr 14-mal leichter als Luft und liegt bei Raumtemperatur in gasförmigem Zustand farb- und geruchlos vor. Der kritische Punkt liegt bei 33,19 Kelvin und 13,15 bar, der Tripelpunkt bei -259,35 °C [6].

Das Alkan² Methan besteht aus vier Wasserstoffatomen und einem Kohlenstoffatom, die über Einfachbindungen, sprich über jeweils nur ein Valenzelektron, miteinander verbunden sind, siehe Abbildung 3.1b. Methan weist bei 90,67 Kelvin und 0,117 bar einen Tripelpunkt auf, bei 190,56 Kelvin und 45,96 bar einen kritischen Punkt [12].

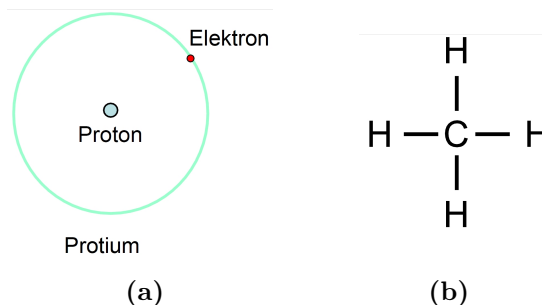


Abbildung 3.1: Isotop Protium des Wasserstoffs (a) und chemische Struktur des Methans (b) [6]

Bei Temperaturen, die wesentlich höher sind als die kritische Temperatur, und Drücken, die deutlich niedriger sind als der kritische Druck, erfüllen die Gase mit respektabler Genauigkeit die ideale Gasgleichung.

$$p \cdot V = n \cdot R_m \cdot T = \frac{N}{N_A} \cdot R_m \cdot T = m \cdot R \cdot T \quad (3.1)$$

¹Nuklide, also eine festgelegte Atomsorte, bei denen die Atomkerne gleich viele Protonen aber unterschiedlich viele Neutronen enthalten.

²Gesättigte Kohlenwasserstoffe, die nur aus Kohlenstoff (C) und Wasserstoff (H) bestehen.

Bei idealen Gasen wird vorausgesetzt, dass die Wechselwirkungskräfte zwischen den Molekülen zu vernachlässigen sind und dass das Volumen der Moleküle gegenüber dem Gasvolumen verschwindend klein ist. Versuche haben gezeigt, dass die innere Energie und damit nach der Gasgleichung auch die Enthalpie in diesem Fall nur Funktionen der Temperatur sind, im Ts-Diagramm liegen die Linien gleicher Enthalpie somit horizontal [3].

Siedepunkt/Siedebereich

Wasserstoff weist bei Normaldruck (1,013bar) einen Siedepunkt von 20,3 Kelvin (-252,8 °C) auf, nur das Gas Helium siedet bei noch tieferen Temperaturen. Methan siedet bei Normaldruck bei -161,5 °C, wie auch in Tabelle 3.1 zu erkennen [6].

Flüssige Kraftstoffe wie Benzin oder Diesel sind Mischungen aus Kohlenwasserstoffen und weisen daher keinen Siedepunkt, sondern einen Siedebereich auf. Die Siedetemperatur steigt mit der Zahl der C-Atome. Aus Abbildung 3.2 ist zu erkennen, dass Diesel aufgrund der höheren Siedetemperatur aus größeren, längerkettigen Kohlenwasserstoffen bestehen muss. Beide Kraftstoffe setzen sich aus einem Gemisch aus geraden, verzweigten und ringförmigen Kohlenwasserstoffen zusammen, bei Benzin-Kraftstoff mit ca. 5-9 C-Atomen, bei Diesel mit ungefähr 10-22 Atomen [23].

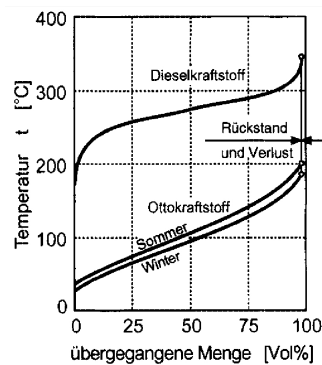


Abbildung 3.2: Siedekurven von Benzin und Dieselkraftstoff [23]

Tabelle 3.1: Siedepunkte von Methan und Wasserstoff

Kraftstoff	Siedepunkt in °C ^a
Methan	-161,5
Wasserstoff	-252,8

^a bei 1,013 bar

Tabelle 3.2: Dichte unterschiedlicher Kraftstoffe bei 1,013 bar

Kraftstoff	flüssig		gasförmig	
	Temperatur °C	ρ kg/m ³	Temperatur °C	ρ kg/m ³
Benzin ^a	15	750÷770	-	-
Diesel	15	820÷845	-	-
Methan	-162	423	0	0,716
Wasserstoff	-253	70,8	0	0,090

^a *Super Plus*

Dichte

Bedingt durch den gasförmigen Zustand ist die Dichte von Wasserstoff und Methan im Vergleich zu anderen flüssigen Kraftstoffen sehr gering. Wasserstoff hat bei Normalbedingungen (0 °C und 1,013 bar) eine Dichte von gerade einmal 0,09 kg/m³, die des Methans ist um fast eine Größenordnung höher. In Tabelle 3.2 ist die Dichte verschiedener Kraftstoffe bei Normaldruck für den flüssigen und den gasförmigen Aggregatzustand in Abhängigkeit der vorliegenden Temperatur dargestellt.

Verdampfungswärme

Jene Energie, die aufgebracht werden muss, um einen Stoff ohne Temperaturänderung vom flüssigen in den gasförmigen Aggregatzustand zu bringen, wird Verdampfungswärme genannt. In Verbrennungsmotoren kommt es je nach Ort der Einspritzung entweder im Saugrohr oder im Brennraum zu diesem Vorgang, wodurch sich während der Gemischbildung eine Abkühlung des Kraftstoff-Luftgemisches ergibt. Bei Einblasung gasförmiger Kraftstoffe bleibt dieser Effekt selbstverständlich aus, wodurch es auch zu keinem Temperaturabfall kommen kann. Die Verdampfungswärmen bei 1,013 bar für Benzin und Diesel sind in Tabelle 3.3 einzusehen [7].

Flammpunkt

Der Flammpunkt ist ein Maß für die Feuergefährlichkeit eines Stoffes. Er charakterisiert jene Temperatur, bei der ein flüssiger Brennstoff in solchen Mengen Dämpfe entwickelt, dass über dem Flüssigkeitsspiegel ein zündfähiges Dampf/Luft-Gemisch entsteht. Bei Annäherung einer Zündquelle flammt das Gemisch zwar auf, brennt aber nicht weiter, wenn die Zündquelle entfernt wird. Diese Temperatur ist ausschlaggebend für die Gefahrenklasse in die der Kraftstoff eingeordnet wird, je niedriger die Temperatur desto höher die Gefahrenklasse und umgekehrt. Die Flammpunkte für Diesel und Benzin sind der Tabelle 3.3 zu entnehmen [4, 24].

Tabelle 3.3: Verdampfungswärme und Flammpunkt

Kraftstoff	Verdampfungswärme ^b kJ/kg	Flammpunkt °C
Benzin ^a	300÷500	-40
Diesel	251	55

^a *Super Plus* ^b bei 1,013 bar

Tabelle 3.4: Selbstzündungstemperatur an der Luft

Kraftstoff	Zündtemperatur ^b °C
Benzin ^a	230÷450
Diesel	250
Methan	595
Wasserstoff	585

^a *Super Plus* ^b bei 1,013 bar

Selbstzündungstemperatur

Darunter versteht man jene Temperatur, bei der sich der Kraftstoff selbst entzündet und dauernd weiter brennt. Die Zündtemperatur oder auch Selbstzündungstemperatur ist bei Methan und Wasserstoff ähnlich hoch, siehe Tabelle 3.4, bei den konventionellen Kraftstoffen Diesel und Benzin ist sie deutlich niedriger [4].

Heizwert

Um die Verbrennungswärme eines Kraftstoffes zu bestimmen, wird dieser bei konstantem Druck verbrannt, wodurch die Verbrennungsprodukte Kohlendioxid und Wasser entstehen. Der obere Heizwert gibt die dabei entstandene Verbrennungswärme einschließlich der Kondensationswärme des Wassers an, wobei zu beachten ist, dass die erhaltenen Größen auf eine bestimmte Temperatur zu beziehen sind. Da bei technischen Vorgängen im Allgemeinen jedoch keine Kondensation auftritt, ist der untere Heizwert, der die Kondensationswärme des Wassers nicht berücksichtigt, der technisch relevante. H_u gibt also Aufschluss über die in einem Stoff enthaltene Energie. Generell wird H_u in MJ/kg angegeben, bei verbrennungstechnischen Vorgängen ist aber auch der volumenbezogene Heizwert relevant, da er angibt wie viel Energie pro m^3 in den Brennraum eingebracht wird [3, 28].

Die Heizwerte unterschiedlichster Kraftstoffe sind in Abbildung 3.3 dargestellt. Daraus geht hervor, dass ein Kilogramm Wasserstoff ($H_u = 120$ MJ/kg) im Vergleich zu einem Kilogramm Methan ($H_u = 50$ MJ/kg) mehr als doppelt so viel Energie ent-

hält. Berücksichtigt man aber die extrem geringe Dichte von Wasserstoff, relativiert sich dieser zunächst sehr positiv erscheinende Effekt und es ergibt sich eine wesentlich niedrigere Energiedichte als bei Methan (erhält man durch Multiplikation der Heizwerte mit der jeweiligen Dichte aus Tabelle 3.2). Aus Tabelle 3.6 ist zu erkennen, dass die Energiedichte der beiden Gase deutlich niedriger ist als bei herkömmlichen Kraftstoffen, woraus sich ableiten lässt, dass eine gasförmige Speicherung von Brennstoffen im Kraftfahrzeug zu merklich geringeren Reichweiten führt.

Luftbedarf

Der stöchiometrische Luftbedarf, also jene Luftmenge, die notwendig ist um eine bestimmte Menge eines Kraftstoffes gerade vollständig zu verbrennen, kann bei gasförmigen Kraftstoffen aus der Bruttoreaktionsgleichung berechnet werden [4, 3].



Berücksichtigt man die Zusammensetzung der Luft mit 21 Vol% Sauerstoff, sowie die molaren Massen von Brennstoff und Luft, so ergibt sich ein Mindestluftbedarf von:

$$L_{\text{st}} = 4,76 \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right) \cdot \frac{M_{\text{Luft}}}{M_{\text{Br}}} \quad \text{in } \frac{\text{kg}_{\text{Luft}}}{\text{kg}_{\text{Br}}} \quad (3.3)$$

Bei flüssigen und festen Kraftstoffen ist zwar die molare Masse nur ungenau bekannt, dafür ist allerdings die Elementaranalyse in Massenanteilen geläufig, siehe Tabelle 3.9, sodass für die Berechnung des Luftbedarfs folgendermaßen vorzugehen ist:

$$\begin{aligned} \text{O}_2 &= \frac{\mu_c}{12,01} \cdot \frac{1}{1} + \frac{\mu_h}{1,008} \cdot \frac{1}{4} + \frac{\mu_s}{32,06} \cdot \frac{1}{1} - \frac{\mu_o}{16,00} \cdot \frac{1}{2} \quad \text{in } \frac{\text{kmol}_{\text{O}_2}}{\text{kg}_{\text{Br}}} \\ L_{\text{st}} &= 137,8 \left(\frac{\mu_c}{12,01} + \frac{\mu_h}{4,032} + \frac{\mu_s}{32,06} - \frac{\mu_o}{32,00} \right) \quad \text{in } \frac{\text{kg}_{\text{Luft}}}{\text{kg}_{\text{Br}}} \end{aligned} \quad (3.4)$$

Der Sauerstoffanteil im Kraftstoff ist abzuziehen, weil um diesen Betrag weniger Sauerstoff eingebracht werden muss, da letzterer bereits vorhanden ist. In Tabelle 3.5 ist der stöchiometrische Luftbedarf verschiedener Kraftstoffe aufgelistet. Um einen Kilogramm Brennstoff zu verbrennen ist bei Benzin, verglichen mit den anderen aufgelisteten Kraftstoffen, die geringste Luftmenge nötig [4, 3].

Gemischheizwert

Der Gemischheizwert ist jene Energie, die mit einem m³ Frischladung (bezogen auf den Außenzustand) in den Zylinder eingebracht wird und ist insbesondere für den effektiven Mitteldruck von Bedeutung. Aus Abbildung 3.4 ist zu erkennen, dass trotz

unterschiedlicher Heizwerte der Gemischheizwert bei stöchiometrischer Verbrennung annähernd gleich ist [5].

$$H_G = \frac{H_u \cdot \rho_{\text{Gem}}}{\lambda L_{\text{st}} + 1} \quad \text{für gemischansaugende Motoren} \quad (3.5)$$

$$\overline{H_G} = \frac{H_u \rho_{\text{Luft}}}{\lambda L_{\text{st}}} \quad \text{für luftansaugende Motoren} \quad (3.6)$$

Zündgrenzen

Gemische aus Kraftstoffdampf und Luft sind nur in bestimmten Mischungsverhältnissen durch eine Zündquelle, wie z.B. einen Zündfunken, zu entflammen. Die Zündgrenzen stellen die äußersten Ränder dar, in denen das vorliegende Gemisch noch zündfähig ist. Die untere Zündgrenze λ_u kennzeichnet jenen Bereich, oberhalb dem das Gemisch für eine Entflammung zu mager ist, die obere Zündgrenze λ_o die maximale Konzentration eines Brenngases bei der das Gemisch noch zündet. Bei magerem und fettem Gemisch nimmt die Flammgeschwindigkeit ab, an den Zündgrenzen ist die Geschwindigkeit schließlich null, wobei eine Annäherung an die Zündgrenzen mit hohen Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen einhergeht. In Tabelle 3.7 sind die Zündgrenzen bekannter Kraftstoffe verglichen [27, 4].

Tabelle 3.5: Stöchiometrischer Luftbedarf

Kraftstoff	L_{st} in $\text{kg}_{\text{Luft}}/\text{kg}_B$
Benzin ^a	14,0
Diesel	14,7
Methan	17,2
Wasserstoff	34,3

^a *Super Plus*

Tabelle 3.6: Energiedichten im Vergleich

Kraftstoff	Energiedichte in MJ/dm^3	
	flüssig ^b	gasförmig ^c
Benzin ^a	31,7	-
Diesel	35,8	-
Methan	21	12,6
Wasserstoff	8,5	3,0

^a *Super Plus* ^b bei 1,013 bar

^c bei 350 bar und 280 K

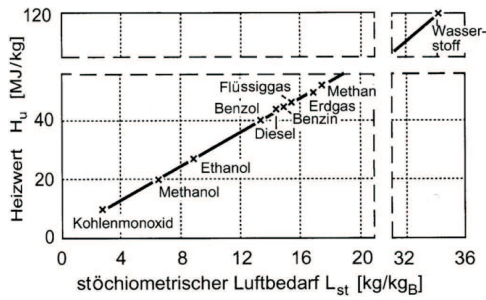


Abbildung 3.3: Heizwert verschiedener Kraftstoffe [23]

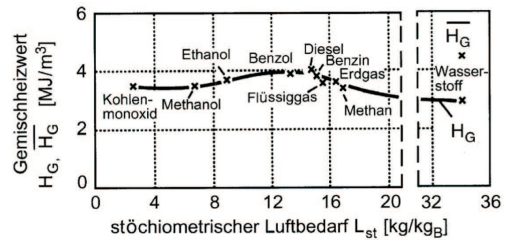


Abbildung 3.4: Gemischheizwert bei $\lambda = 1$ [23]

Tabelle 3.7: Zündgrenzen an der Luft

Kraftstoff	Zündgrenzen λ^b
Benzin ^a	0,40–1,40
Diesel	0,48–1,35
Methan	0,60–2,00
Wasserstoff	0,13–10,0

^a Super Plus ^b bei 1,013 bar; 25 °C

Tabelle 3.8: Zündwilligkeit - Kennwerte

Kraftstoff	ROZ	MZ	CZ
Benzin ^a	100	88	-
Diesel	-	-	52÷54
Methan	130	100	-
Wasserstoff	-	0	-

^a Super Plus

Tabelle 3.9: Chemische Zusammensetzung unterschiedlicher Brennstoffe

Massenanteil in %	Benzin ^a	Diesel	Methan	Wasserstoff
c	85,6	86,1	74,9	0
h	12,2	13,9	25,1	100
o	2,2	0	0	0

^a Super Plus

Mindestzündenergie

Jene Zündenergie, die mindestens notwendig ist um einen brennbaren Stoff zu entzünden, wird Mindestzündenergie genannt und ist ein wichtiges Maß für die Gefahrenbeurteilung verschiedener Brennstoffe. Wasserstoff besitzt eine sehr geringe Zündenergie von nur 0,019 mJ, wodurch er als deutlich (zünd)gefährlicher einzustufen ist als herkömmliche fossile Kraftstoffe (ca. 0,24 mJ) oder Methan (0,29 mJ) [6, 24].

Zündwilligkeit

Bei Dieselmotoren ist bedingt durch die Selbstzündung eine hohe Zündwilligkeit des Kraftstoffes gefordert. Charakterisiert wird dies durch die *Cetanzahl CZ*, die angibt, wieviel Volumsprozent Cetan ein Gemisch aus zündunwilligem α -Methylnaphtalin ($C_{11}H_{10}$) und zündwilligem Cetan ($C_{16}H_{34}$) vorliegen müssen, damit dieses bei vorgegebenen Prüfbedingungen den gleichen Zündverzögerung hat, wie der begutachtete Kraftstoff.

Im Gegensatz dazu ist bei Motoren mit Fremdzündung ein Kraftstoff mit geringer Zündwilligkeit gefordert, da ein Klopfen, welches durch Selbstzündung auftritt, unbedingt zu vermeiden ist. Die Klopfestigkeit eines Kraftstoffes ist durch die *Oktananzahl OZ* gekennzeichnet. Letztere gibt die Volumsprozent Oktan an, die ein Gemisch aus klopfestem Iso-Oktan (C_8H_{18}) und klopfreudigem n-Heptan (C_7H_{16}) haben muss, um die gleichen Klopfestigkeiten wie der betrachtete Kraftstoff zu haben. Des Weiteren unterscheidet man die *Research-Oktananzahl ROZ* und die *Motor-Oktananzahl MOZ*. Erstere gibt das Klopfverhalten bei geringer Motorlast und niedrigen Drehzahlen an, letztere charakterisiert die Klopfneigung bei höheren Drehzahlen.

Kraftstoffe die eine höhere Klopfestigkeit als 100 Oktan besitzen, müssen zu ihrer Charakterisierung extrapoliert werden. Hierbei wird eine bestimmte Menge aus Oktan und Tetraethylblei einer gewissen Oktananzahl zugeordnet, festgelegt durch eine Tabelle des Deutschen Instituts für Normung. Weist der untersuchte Kraftstoff das gleiche Klopfverhalten wie die vorher genannte Mischung auf, ist die Oktananzahl bestimmt.

Analog dazu werden gasförmige Kraftstoffe durch die *Methanzahl MZ* bewertet. Sie ist der Oktananzahl ähnlich, charakterisiert wird sie durch das klopfeste Methan und den klopfreudigen Wasserstoff. Aus Tabelle 3.8 ist die hohe Klopfestigkeit des Methans zu erkennen, wodurch bei gasbetriebenen, fremdgezündeten Motoren größere Verdichtungsverhältnisse möglich werden als bei herkömmlichen Ottomotoren [4].

Laminare Flammgeschwindigkeit

Ein homogenes Luft-Kraftstoff-Gemisch, das in einem an beiden Enden offenem Rohr vorliegt, wird an einem Ende entzündet. Es bildet sich eine geschlossene Flammenfront, die mit einer bestimmten Geschwindigkeit durch das Rohr läuft, die sogenannte laminare Flammgeschwindigkeit. Diese ist abhängig von der Wärmeleitung und der Diffusion von Radikalen. Bedingt durch die primär vorliegenden H-Radikale ist die laminare Flammgeschwindigkeit bei Wasserstoff mit 230 m/s (bei $\lambda = 1$) deutlich höher als bei den anderen hier betrachteten Kraftstoffen, bei denen sie bei stöchiometrischem Luftverhältnis ca. 40 m/s (Benzin und Diesel) bzw. 42 m/s bei Methan beträgt. Sie steigt bei zunehmender Temperatur und sinkt mit größer werdendem Druck, bei Annäherung an das stöchiometrische Luftverhältnis steigt sie bis zu ihrem Maximum im leicht fetten Bereich, anschließend nimmt sie wieder ab, siehe Abbildung 3.5, [5].

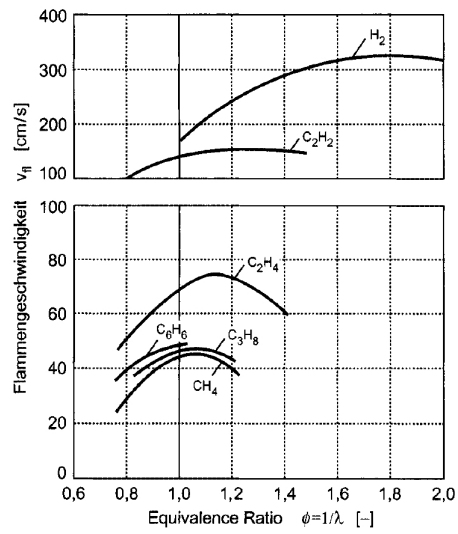


Abbildung 3.5: Laminare Flammgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Luftverhältnis λ bzw. von dessen Kehrwert Φ bei Standardbedingungen [23]

4 Grundlegende Überlegungen zum Simultanbetrieb

4.1 Wichtige Größen

Um die innermotorischen Vorgänge besser verstehen zu können, ist die Einführung zweier Größen essenziell.

4.1.1 Luftverhältnis des angesaugten Gemisches

Diese Größe ist insofern von erheblicher Bedeutung, weil sie angibt, welches Gas-Luft-Gemisch im Brennraum homogen vorliegt. Daraus ist unter anderem zu erkennen, ob die globalen Zündgrenzen des jeweiligen Gases überhaupt erreicht sind und welchen Einfluss das eingebrachte Gas auf die Verbrennung hat. Definiert ist es folgendermaßen:

$$\lambda_{\text{Saug}} = \frac{m_{\text{Luft}}}{m_{\text{Gas}} \cdot L_{\text{stGas}}}$$

Darin ist L_{stGas} der stöchiometrische Luftbedarf des Methans (17,2) bzw. des Wasserstoffs (34,3) und m_{Gas} die über die Injektoren eingedüste Gasmasse. Das tatsächliche globale Luftverhältnis wird aus dem Abgas berechnet, da diesbezüglich noch die eingebrachte Energie des Diesels berücksichtigt werden muss.

4.1.2 Energetischer Gasanteil

Die grundlegende Überlegung des Simultanbetriebes ist die Substitution einer gewissen Energiemenge. Bei konstant gehaltener Last und Drehzahl muss mit zunehmendem energetischen Gasanteil weniger Diesel eingespritzt werden. Bei konstantem Wirkungsgrad gilt:

$$m_{\text{Gas}} \cdot H_{\text{uGas}} + m_{\text{D}} \cdot H_{\text{uD}} = m_{\text{DA}} \cdot H_{\text{uD}} \quad (4.1)$$

Der Gasanteil im Brennraum berechnet sich nach unten stehender Gleichung. Dieser gibt den Anteil des Gases an der energetisch eingebrachten Energiemenge an.

$$\frac{m_{\text{Gas}} \cdot H_{\text{uGas}}}{m_{\text{Gas}} \cdot H_{\text{uGas}} + m_{\text{D}} \cdot H_{\text{uD}}} \cdot 100 = \text{energetischer Gasanteil in \%} \quad (4.2)$$

4.2 Theoretisches CO₂-Einsparungspotenzial

Die verringerten Kohlendioxidemissionen bei der Verbrennung von Methan und Wasserstoff sind eine der primären Motivationen für die Durchführung der Untersuchungen im Simultanbetrieb, weshalb hier etwas näher auf die Berechnung der theoretischen CO₂-Ersparnis eingegangen werden soll.

Massenanteile des Gemisches

Aus Gleichung (4.1) können die benötigten Massen bei einer Substitutionsrate x folgendermaßen angegeben werden:

$$m_{\text{Gas}} = x \cdot m_{\text{DA}} \cdot \frac{H_{\text{uD}}}{H_{\text{uGas}}}$$

$$m_{\text{D}} = (1 - x) \cdot m_{\text{DA}}$$

Daraus ergeben sich die folgenden Massenanteile:

$$\mu_{\text{Gas/Gem}} = \frac{m_{\text{Gas}}}{m_{\text{Gas}} + m_{\text{D}}} = \frac{x \cdot \frac{H_{\text{uD}}}{H_{\text{uGas}}}}{1 + x \cdot \left(\frac{H_{\text{uD}}}{H_{\text{uGas}}} - 1 \right)} \quad \text{in } \frac{\text{kg}_{\text{Gas}}}{\text{kg}_{\text{Gem}}} \quad (4.3)$$

$$\mu_{\text{D/Gem}} = 1 - \mu_{\text{Gas/Gem}} \quad \text{in } \frac{\text{kg}_{\text{D}}}{\text{kg}_{\text{Gem}}} \quad (4.4)$$

Heizwert des Gemisches

Mit Hilfe der Gleichungen (4.3) und (4.4) lässt sich der Heizwert des Gemisches berechnen:

$$H_{\text{uGem}} = \mu_{\text{Gas/Gem}} \cdot H_{\text{uGas}} + \mu_{\text{D/Gem}} \cdot H_{\text{uD}} \quad (4.5)$$

Berechnung des Kohlenstoffanteils im Gemisch

Durch den gegebenen Kohlenstoffanteil des jeweiligen Kraftstoffes erhält man aus Tabelle 4.1 sowie unter Berücksichtigung der Gleichungen (4.3) und (4.4):

$$\mu_{\text{C/Gem}} = \mu_{\text{C/Gas}} \cdot \mu_{\text{Gas/Gem}} + \mu_{\text{C/D}} \cdot \mu_{\text{D/Gem}} \quad \text{in } \frac{\text{kg}_{\text{C}}}{\text{kg}_{\text{Gem}}} \quad (4.6)$$

Tabelle 4.1: Kohlenstoffanteil verschiedener Kraftstoffen

Kohlenstoffanteil	Methan	Wasserstoff	Diesel
$\mu_{C/Gas}$	0,75	0	-
$\mu_{C/D}$	-	-	0,861

CO₂-Emissionen

Unter Anwendung von Gleichung (4.5) und (4.6) sowie dem Massenanteil $\frac{\text{kgCO}_2}{\text{kgC}} = \frac{44}{12}$ ergibt sich folgender CO₂-Ausstoß:

$$\text{CO}_2 = \frac{1}{H_{u\text{Gem}}} \cdot \mu_{C/\text{Gem}} \cdot \frac{44}{12} \quad \text{in } \frac{\text{g}}{\text{kWh}} \quad (4.7)$$

Bei reinem Dieseltreibstoff ergibt sich somit, vollständige Verbrennung vorausgesetzt, ein theoretischer CO₂-Ausstoß von 267,9 g/kWh. Aus Abbildung 4.1 ist zu erkennen, dass dieser mit zunehmendem Gasanteil deutlich niedriger wird.

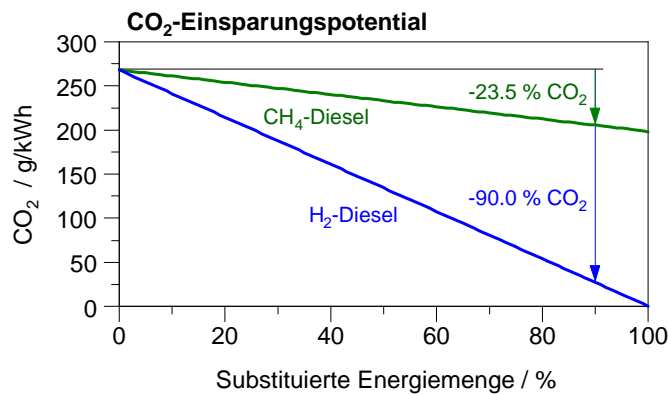


Abbildung 4.1: CO₂-Ersparnis bei zunehmender Substitutionsrate. Die angegebenen Reduktionen gelten für einen energetischen Gasanteil von 90%

4.3 Berechnung verschiedener Größen

4.3.1 Ermittlung der AGR-Rate

Da das interne AGR-Rechenmodell der Motorsteuerung im Simultanbetrieb seine Gültigkeit verliert, ist die Abgasrückführrate extern zu ermitteln. Es gibt unterschiedliche Möglichkeiten zu deren Berechnung, wobei in der Regel alle drei vorgestellten Varianten angewendet und anschließend über diese gemittelt wurden. Im Allgemeinen ist die externe AGR-Rate folgendermaßen definiert [5]:

$$\frac{m_{AG_e}}{m_E} = \frac{m_{AG_e}}{m_{Fr} + m_{Sp} + m_{AG_e}} = x_{AG_e} \quad (4.8)$$

Berechnung aus angesaugter Luftmasse

Unter Vernachlässigung der eingebrachten Wasserstoff- bzw. Methanmenge kann Gleichung (4.8) folgendermaßen umgeschrieben werden:

$$\frac{m_{AG_e}}{m_{Luft_2} + m_{AG_e}} = x_{AG_e} \quad (4.9)$$

Der Index 2 bezieht sich hier auf den Betrieb mit AGR, der Index 1 auf jenen ohne Abgasrückführung. Unter der Annahme, dass der angesaugte Volumenstrom im AGR- und AGR-freien Betrieb konstant gehalten wird, kann, unter Anwendung der idealen Gasgleichung (3.1), untenstehende Gleichung angeschrieben werden. Zur Bestimmung des Volumenstroms \dot{V}_1 ist folglich eine Messung im AGR-freien Betrieb notwendig.

$$x_{AG_e} = \frac{\frac{(p_{u_2} + p_{22_2}) \cdot \dot{V}_1}{R \cdot T_{22_2}} - m_{Luft_2}}{\frac{(p_{u_2} + p_{22_2}) \cdot \dot{V}_1}{R \cdot T_{22_2}}} \quad (4.10)$$

Berechnung mittels CO₂-Massenbilanz

Die Messung des CO₂-Gehaltes ist sowohl im Saugrohr als auch im Abgas erforderlich, um aus der CO₂-Massenbilanz die AGR-Rate zu bestimmen. Unter der Annahme, dass die Molmasse des Abgases jener der Luft gleicht, kann geschrieben werden [5]:

$$\nu_{CO_2 \text{ AG}} \cdot m_{AG_e} + \nu_{CO_2 \text{ Luft}} \cdot (m_{Fr} + m_{Sp}) = \nu_{CO_2 \text{ Saug}} \cdot (m_{Fr} + m_{Sp} + m_{AG_e})$$

Nach Umformen und einsetzen in Gleichung (4.8) ergibt sich mit einem Kohlendioxidanteil von ca. 380 ppm an der Luft schließlich:

$$x_{AG_e} = \frac{\nu_{CO_2 \text{ Saug}} - \nu_{CO_2 \text{ Luft}}}{\nu_{CO_2 \text{ AG}} - \nu_{CO_2 \text{ Luft}}} = \frac{\nu_{CO_2 \text{ Saug}} - 380}{\nu_{CO_2 \text{ AG}} - 380} \quad (4.11)$$

Ermittlung aus O₂-Massenbilanz

Analog zur Berechnung aus der CO₂-Massenbilanz kann die AGR-Rate aus der O₂-Massenbilanz ermittelt werden. Auch hier wird die Molmasse des Abgases jener der Luft gleichgesetzt und man erhält:

$$x_{AGe} = \frac{\nu_{O_2 \text{ Saug}} - \nu_{O_2 \text{ Luft}}}{\nu_{O_2 \text{ AG}} - \nu_{O_2 \text{ Luft}}} = \frac{\nu_{O_2 \text{ Saug}} - 0,21 \cdot 10^6}{\nu_{O_2 \text{ AG}} - 0,21 \cdot 10^6} \quad (4.12)$$

4.3.2 Umrechnung von FSN-Wert auf Massenemission

Die Berechnung der Rußmassenemissionen aus der gemessenen Filter Smoke Number beruht auf einem empirischen Modell das in [14, 19] angegeben ist. Die Filter Smoke Number wurde bei konstantem effektivem Saugvolumen ermittelt und folgende Gleichung für die Umrechnung verwendet:

$$m_{\text{Ruß}} = \frac{5,32 \cdot \text{FSN} \cdot e^{0,3062 \cdot \text{FSN}}}{405} \cdot m_{\text{Luft}} \cdot \frac{1}{\rho_{\text{Luft}}} \quad \text{in } \frac{\text{g}}{\text{h}} \quad (4.13)$$

4.3.3 Verwendung gleicher Injektoren

Aufgrund des überkritischen Druckverhältnisses im Injektorquerschnitt strömen die Gase mit Schallgeschwindigkeit aus diesem aus. Letztere ist für Wasserstoff aufgrund seiner geringen Molmasse im Vergleich zu Methan deutlich höher. Ebenso ist durch die geringe Dichte des Wasserstoffs der Massendurchsatz entsprechend niedriger, der hohe gravimetrische Heizwert egalisiert diesen Unterschied allerdings beinahe.

Für Wasserstoff und Methan ist es demnach möglich, die gleichen Injektoren zu verwenden, da der Energiedurchsatz bei gleichem Gasdruck durch einen definierten Querschnitt für beide Kraftstoffe annähernd gleich ist. Erklären lässt sich dies durch den sogenannten Wobbeindex W_o , der sich aus dem volumetrischen Heizwert bei Normalbedingungen¹ sowie der Wurzel der relativen Dichte von Gas und Luft ergibt, siehe Gleichung (4.14) und Tabelle 4.2. Analog zum Heizwert wird auch hier ein oberer und unterer Wert unterschieden [6].

$$W_o = \frac{H_{\text{vol}}}{\sqrt{\frac{\rho_{\text{Gas}}}{\rho_{\text{Luft}}}}} \quad \text{in } \frac{\text{MJ}}{\text{Nm}^3} \quad (4.14)$$

4.3.4 Ermittlung der maximal darstellbaren Lasten

Bedingt durch die Saugrohrinblasung des Gases ist die maximal eindüsbare Energiemenge durch die Öffnungszeiten der Einlassventile begrenzt². Bei einer effektiven

¹ $T = 0 \text{ °C}, p = 1,013 \text{ bar}$

²Diese Einschränkung ergibt sich, da festgestellt wurde, dass eine akzeptable Gleichverteilung des Gases über die Zylinder nur bei saugsynchroner Gaseindüsung erreicht wird.

Tabelle 4.2: Stoffwerte, volumetrischer Heizwert und Wobbeindex bei Normalbedingungen ($T = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, $p = 1,013 \text{ bar}$, $\rho_{\text{Luft}} = 1,2929 \text{ kg/m}^3$) [6]

Kraftstoff	M kg/kmol	ρ kg/m ³	κ -	a m/s	H_{Ovol} MJ/Nm ³	W_o MJ/Nm ³
Wasserstoff	2,016	0,090	1,405	1258	39,91	54,00
Methan	16,04	0,716	1,306	430	12,75	48,66

Ventilöffnungszeit des Gasinjektors von 210 °KW, kann die gesamte Kraftstoffmenge gerade noch in den Brennraum befördert werden. Unabhängig von der Drehzahl des Motors ergibt sich bei dieser Eindüsedauer eine Gesamtöffnungszeit von 1,75 s_{Öd}/s. Mit dem gegebenen Ventilquerschnitt f , dem kritischen Durchfluss ψ_{Max} , sowie den Stoffwerten des Gases kann die folgende Gleichung aus [3] ausgewertet werden, siehe Tabelle 4.3.

$$m_{\text{g/Öd}} = \frac{f}{v_0} \cdot \sqrt{2 \cdot p_0 \cdot v_0} \cdot \psi_{\text{Max}} \cdot 10^3 \quad \text{in } \frac{\text{g}}{\text{s}_{\text{Öd}}} \quad (4.15)$$

Tabelle 4.3: Maximal eindüsbare Leistung bei Raildruck = 6 bar und $T = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ und $f = 3,75\text{mm}^2$

Kraftstoff	v_0 ^a m ³ /kg	ψ_{Max} -	$m_{\text{g/Öd}}$ g/s _{Öd}	τ s _{Öd} /s	m_{Gas} kg/h	\dot{E}_{Gas} kW
Wasserstoff	2,0	0,4847	1,408	1,75	8,9	295
Methan	0,255	0,4726	3,847	1,75	24,2	336

^a bei 25 °C und 6 bar

Somit können die theoretisch maximal darstellbaren Lasten aus den aufgenommenen Dieselerienpunkten abgeschätzt werden. Sofern der Serienwirkungsgrad im Simultanbetrieb erreicht wird, sind theoretisch höchste Substitutionsraten möglich, siehe Tabelle 4.4.

Tabelle 4.4: Theoretisch maximal mögliche Leistung bei höchster Substitutionsrate und unterschiedlichen Drehzahlen

n min ⁻¹	p_e bar	m_D kg/h	\dot{E}_D kW	$\dot{E}_{95\%}$ kW	H ₂ -Diesel	CH ₄ -Diesel
2000	VL	23,52	277,1	263,3	✓	✓
4000	13	29,85	351,7	334,1	-	✓
4000	VL	42,85	504,9	479,6	-	-

4.3.5 Leistungsverlust durch Saugrohreinspritzung

Aus Gleichung (4.16) in [5] ist zu erkennen, dass der Gemischheizwert großen Einfluss auf den effektiven Mitteldruck hat.

$$p_e = \lambda_a \cdot H_G \cdot \eta \quad (4.16)$$

Sofern nahezu die gesamte Brennstoffenergie vom Gas geliefert wird, kann die Die-seleinspritzmenge vernachlässigt werden und vereinfacht der Gemischheizwert für gemischansaugende Motoren zur Berechnung des effektiven Mitteldruckes herangezogen werden, siehe Gleichung (3.5) in Kapitel 3.2.

Bei der Saugrohreinblasung des Gases wird allerdings infolge der geringeren Dichte des Kraftstoffes ein Teil der angesaugten Frischluft verdrängt, wodurch der Gemischheizwert sinkt. Bei einem theoretisch angenommenen stöchiometrischen Luftverhältnis ergibt sich gegenüber dem direkteinspritzenden Dieselmotor ein erheblicher Leistungsverlust, ersichtlich in Tabelle 4.5. Entsprechend der deutlich geringeren Dichte des Wasserstoffs ist der Effekt bei diesem deutlich ausgeprägter [6].

Tabelle 4.5: Vergleich von Gemischheizwert und Leistungspotenzial bei stöchiometrischem Luftverhältnis.

Eigenschaft	Einheit	Diesel	Methan	Wasserstoff
Gemischheizwert	MJ/m ³	3,77	3,40	3,19
Leistungspotenzial	%	100	90	85

5 Prüfstands Aufbau

Nachfolgend soll neben dem Prüfstands Aufbau auch auf die Adaption der Sauganlage sowie die Ansteuerung der Injektoren eingegangen werden.

5.1 Versuchsträger

Bei dem zur Verfügung stehenden Vollmotor handelte sich um ein aktuelles Serienaggregat des Fahrzeugherstellers BMW. Der direkteinspritzende Common-Rail-Dieselmotor verfügte über eine einstufige Abgasturboaufladung mit variabler Turbinengeometrie. Eine Hochdruckindizierung über alle 6 Zylinder wurde durch die Verschraubung von Druckaufnehmern anstelle der Glühstifte möglich. In Tabelle 5.1 sind die wichtigsten technischen Daten des Versuchsträgers zusammengefasst.

Tabelle 5.1: Technische Daten des Versuchsträgers

Motorbezeichnung	N57D30OL
Zylinderanzahl	6
Motorbauart	Reihe
Bohrung / Hub in mm	84 / 90
Hubraum in cm ³	2993
Verdichtungsverhältnis	16,5
Höchstzahl in min ⁻¹	5000
Nennleistung in kW (PS) bei min ⁻¹	190 (258) / 4000
Maximales Drehmoment in Nm bei min ⁻¹	540 / 1500–3000
Ventiltrieb	4 Ventile, DOHC, Kette
Einlasssteuerzeiten (EÖ / ES) bei 0.1 mm Hub	5 °KW vWOT / 150 °KW vZOT

5.2 Aufbauarbeiten am Prüfstand

Aufgrund vorhergegangener Untersuchungen war der Versuchsträger bereits am Prüfstand vorhanden, der grundlegende Aufbau soll daher nur kurz angesprochen werden.

Aus Abbildung 5.1 ist zu erkennen, dass am Prüfstand eine Klimazelle vorhanden ist, mit der extrem niedrige Temperaturen dargestellt werden können. Da für den Simultanbetrieb freie Sicht auf den Versuchsmotor und das adaptierte Saugrohr erforderlich war, wurden die Vorder- und Hinterwand allerdings entfernt.

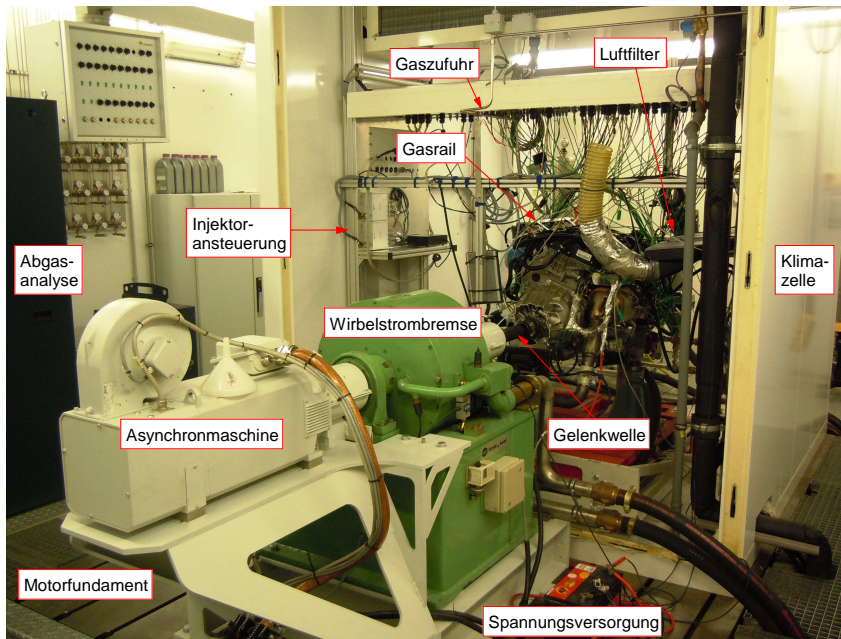


Abbildung 5.1: Ansicht des Motorprüfstands

Als Leistungsbremse wurde eine sogenannte „Tandemlösung“ eingesetzt. Die Leistung des Verbrennungsmotors wird dabei zunächst an die Asynchron-Ständermaschine abgegeben, erst wenn diese bereits einen definierten Wert ihrer Nennleistung erreicht hat, nimmt die Wirbelstrombremse den restlichen Teil der Leistung ab. Die Vorteile dieses Konzeptes sind der mögliche Schleppbetrieb trotz kleiner Leistung der Asynchronmaschine, sowie die hohe darstellbare Gesamtbremsleistung und die mögliche Rückspeisung des erzeugten Stromes in das Stromnetz.

Die technischen Daten der wassergekühlten Wirbelstrombremse vom Hersteller „Borg- hi und Saveri“, Typ Fe 600 SD, sowie die der dahinter angeordneten Asynchronmaschine der Firma „ABB Automation“, Bauform SDM 6B3-13.5, sind in Tabelle 5.2 ersichtlich.

Die Versuche im Simultanbetrieb werden bei stationären Bedingungen aufgenommen. Drehzahl und Last bleiben dementsprechend über die gesamte Messreihe konstant, die Temperatur- und Druckwerte sollten bei den unterschiedlichen Messpunkten eingeschwungen sein. Um sowohl konstante Last als auch Drehzahl realisieren zu können, sind unterschiedliche Regelparameter möglich. Bei den vorliegenden Untersuchungen wurde der Modus „ n/α “ gewählt. Die Regelgröße der Bremse ist somit die Drehzahl, diejenige des Motors die Gaspedalstellung α , mit der die geforderte Last gehalten werden muss.

Sowohl die Konditionierung des Kühlmittels als auch die der Ladeluft erfolgte über bestehende Konditioniereinheiten die mit der Haustechnik verbunden waren, ersichtlich in Abbildung 5.2.

Tabelle 5.2: Technische Daten des Leistungsverbundes

Typ	Wellen- \varnothing mm	Rotor- \varnothing mm	M_{Max} Nm	n_{Nenn} min^{-1}	n_{Max} min^{-1}	P kW	G kg
FE 600 SD	50	380	850		13500	368	650
SDM 6B3-13.5			236	2000	8000	49,4	190

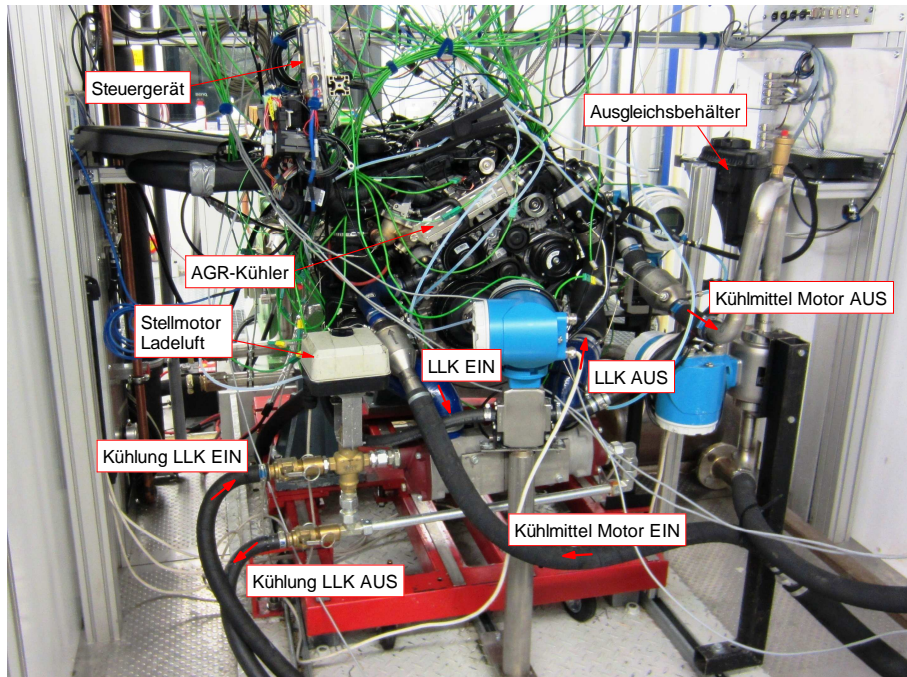


Abbildung 5.2: Ansicht der Konditionierleitungen

5.3 Kraftstoffeinbringung und Versorgung

5.3.1 Grundprinzip des Simultanbetriebes

Bei konstant gehaltener Last muss im Simultanbetrieb weniger Diesel eingespritzt werden, da über das Gas zusätzlich Energie in den Brennraum eingebracht wird. Die Saugrohreindüsung des alternativen Kraftstoffes beginnt mit Öffnen des Einlassventiles, folglich liegt das angesaugte Gemisch homogen im Brennraum vor. Die eingespritzte Dieselmass entzündet sich nach der Zündverzugszeit, wodurch auch das Gas-Luftgemisch zu brennen beginnt. Eine Prinzipskizze ist in Abbildung 5.3 dargestellt.

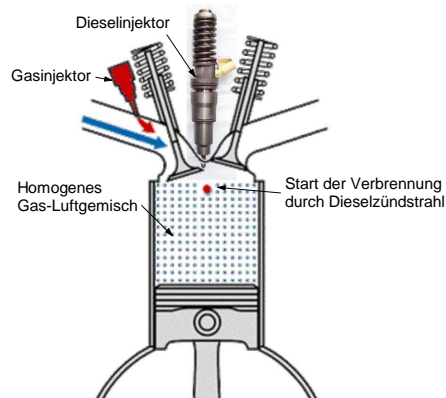


Abbildung 5.3: Prinzipskizze des Simultanbetriebes

5.3.2 Sauganlage

Modifikation des Saugrohres

Um die Gaseinblasung realisieren zu können, war eine Adaption des Saugrohres notwendig. Die Kraftstoffversorgung der einzelnen Injektoren wurde mit einem Gasrail realisiert, in dem ein Überdruck von 6 bar herrschte, siehe Abbildung 5.4a. Aus diesem Grund mussten die Injektoren alle auf gleicher Ebene liegen und folglich jede Hülse individuell gefertigt werden, da der Querschnitt des Saugrohres nicht konstant war. Die Gesamtlänge der Aluminiumhülsen war gleich, die Maße dazwischen aber für jede Hülse unterschiedlich. Jene Abmessungen, die für alle Hülsen gleich waren, sind in Abbildung 5.4c angegeben, aus dieser ist auch zu erkennen, dass die Hülsen aus 2 Einzelteilen gefertigt waren, die miteinander verschraubt und verklebt waren. Dies war aufgrund der großen Hülsengesamtlänge erforderlich.

Aus Abbildung 5.4b ist die deutlich unterschiedliche Ausführung der Hülsen des Zylinders 1 und 6 zu erkennen. Des Weiteren ist auch ersichtlich, dass bei Hülse 1 ein weiterer Absatz notwendig war, um eine akzeptable Fläche zu erhalten, auf der die Hülse mit dem Saugrohr verklebt werden konnte.

Das einlassseitige Ende der Hülse stand einen definierten Abstand weit aus dem Saugrohr heraus, wodurch sichergestellt wurde, dass eine Einbringung des Gemisches erst unmittelbar vor dem Ventil des Tangentialkanals erfolgte, ersichtlich aus Abbildung 5.5b. Aus der danebenliegenden Abbildung 5.5a ist ebenso eine Sauganlage zu erkennen, die für die ersten Versuche verwendet wurde und bei der die Hülsen bis ca. Saugrohrmitte reichten. Bei dieser Ausführung kam es allerdings zu einer extremen Kraftstoff-Ungleichverteilung über die Zylinder. Folglich konnte diese für den Simultanbetrieb nicht eingesetzt werden, siehe Kapitel 6.4.

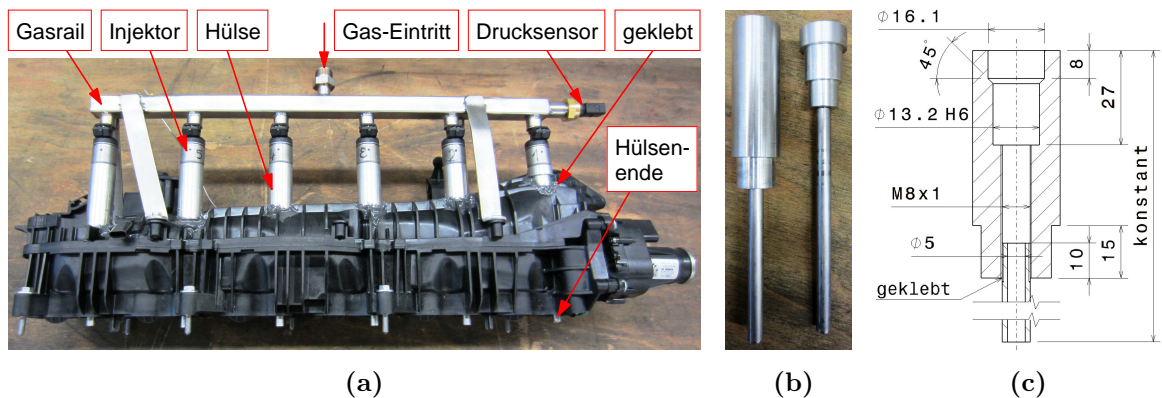


Abbildung 5.4: Adaptierte Sauganlage (a), Hülse von Zylinder 6 (links) und 1 (rechts) (b), und Zeichnung der Injektorhülsen (c)

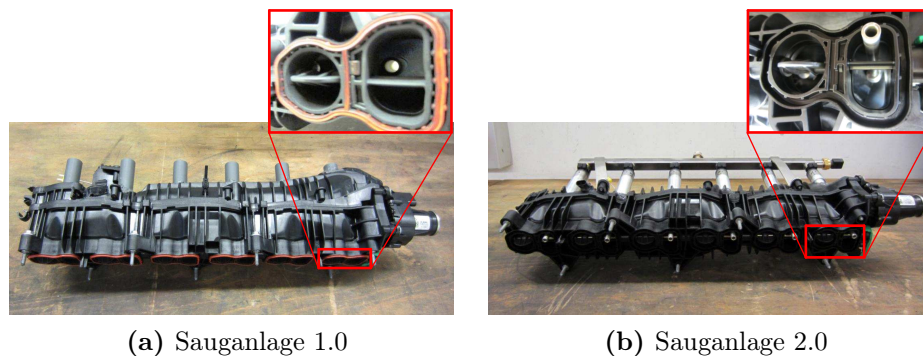


Abbildung 5.5: Adaptierte Sauganlagen

Verwendete Injektoren


Mit den eingesetzten Injektoren musste sowohl die Wasserstoff- als auch die Methan-einblasung gewährleistet werden können. An Ersterer wurden insbesondere aufgrund der Wasserstoffdiffusion erhöhte Anforderungen gestellt. Wie bereits in Kapitel 4.3.3 erklärt worden ist, ist die Verwendung der Injektoren für beide Kraftstoffe möglich, da die pro Zeiteinheit eingebrachte Energiemenge annähernd gleich ist.

Für die Untersuchungen kamen Injektoren der Firma „Quantum Technologies“ zum Einsatz. Die wichtigsten technischen Daten sind in Tabelle 5.3 dargestellt, die Ansteuerung der Injektoren erfolgt über die sogenannte „Peak/Hold-Steuerung“.

Ansteuerung der Injektoren

Durch die Einbindung der „427 Engine Timing Unit“, kurz ETU, der Firma AVL in die Software Indicom vom selbigen Hersteller, konnte nicht durch das benötigte Kurbelwinkelsignal von Letzterer abgegriffen, sondern auch die Ansteuerdauer komfortabel

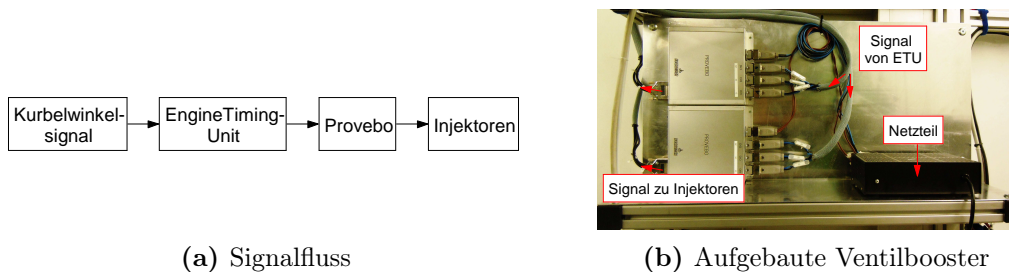
Tabelle 5.3: Technische Daten der verwendeten Injektoren (Herstellerangaben)

	Serien-	Max-	Gesamt-	Durch-	Nenn-	Haltbarkeit	
	nummer	Injektor-Ø	länge	satz ^a	druck	H ₂	CNG
	-	mm	mm	g/s	bar	Mill. Zyklen	
	110764	24,5	80	3,2	3,45	150	500

^a getestet bei 3,45 bar und Luft

über diese eingestellt werden.

Die ETU lieferte für jeden Zylinder für die Dauer der geforderten Eindüsung ein TTL-Signal¹, das direkt an den 3-fach Ventilbooster der Firma „Hoerbiger“, Typ Provebo, weitergeleitet wurde. Dieser diente wiederum zur Ansteuerung der elektromagnetisch betätigten Injektoren. Entsprechend der 6 vorhandenen Zylinder waren am Prüfstand 2 Ventilbooster vorhanden, siehe Abbildung 5.6b. Um ein schnelles Öffnen der Injektorventile zu erreichen, wurde dem Ventil zu Beginn der Ansteuerung eine höhere Spannung zugeführt, auch die Zufuhr eines höheren Stromwertes wäre möglich. Diese Werte konnten über eine RS232-Schnittstelle und einen Computer eingestellt werden. Der schematische Signalfluss ist in Abbildung 5.6a dargestellt.

**Abbildung 5.6:** Signalfluss der Injektoransteuerung (a) und Aufbau der Ventilbooster (b)

5.3.3 Kraftstoffversorgung zur Sauganlage

Gasbündel

Sowohl Wasserstoff als auch Methan wurden in sogenannten Bündeln geliefert. Diese bestehen aus 12 Flaschen zu je 50 Litern, bei Lieferung gefüllt mit 200 bar Gas. Die Bündel wurden außerhalb des Prüfstandes abgestellt, siehe Abbildung 5.7a, über eine vorhandene Gasleitung geriet der jeweilige Kraftstoff in den Prüfraum.

¹Ein rechteckförmiges Spannungssignal, das zur Ansteuerung des Injektors diente.

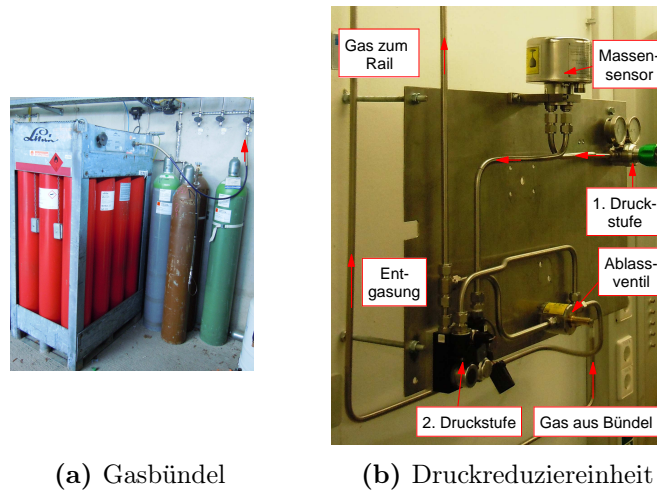


Abbildung 5.7: Kraftstoffversorgung bis zum Gasrail

Druckreduziereinheit

Wie in Abbildung 5.7b ersichtlich, erfolgte die Druckreduzierung in zwei Stufen. In der ersten Stufe wurde durch einen federbelasteten Druckregler der Firma „Swagelok“ ein Mitteldruck von 50 bar eingestellt, anschließend erfolgte die Massenstrommessung in einem Coriolis-Massendurchflussmesser der Firma „Siemens“, Typ Sitrans F C Mass 2100 DI 1.5. Die zweite Stufe der Druckreduzierung wurde mit einem Regler der Firma „AFS“, Modell Falcon Gas Regulator, durchgeführt. Dieser weist intern wiederum 2 Druckstufen auf, wodurch der geforderten Ausgangsdruck von 6 bar sehr exakt eingestellt werden konnte. Durch die vorhandene Entgasungsleitung konnte bei Bedarf das gesamte Gas, das sich ab der ersten Druckregelstufe im Prüfraum befand, einschließlich dem Anteil im Gasrail, abgelassen werden.

Durch den unterschiedlichen Joule-Thomson-Koeffizienten von Wasserstoff und Methan kommt es bei Reduzierung des Druckes in der zweiten Druckstufe zu zwei unterschiedlichen Effekten. Wasserstoff weist in diesem Druckbereich einen negativen Joule-Thomson-Koeffizienten auf, entlang einer Isenthalpen erfolgt bei Druckabnahme demnach eine Temperaturzunahme und die Gasleitung wird warm. Methan hingegen hat im betrachteten Druckbereich bei Umgebungstemperatur einen positiven Joule-Thomson-Koeffizienten, wodurch entlang einer Isenthalpen bei Druckabnahme auch eine Temperaturabnahme erfolgt [6]. Bei hohen Massendurchsätzen führt dies sogar zu beginnender Vereisung an der Druckreduziereinheit, weshalb die Gefahr des Einfrierens der Druck- und Schaltventile besteht.

Der Joule-Thomson-Koeffizient ist folgendermaßen definiert:

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h$$

6 Untersuchungen im Simultanbetrieb

Die Eigenschaften und Vorteile von Wasserstoff und Erdgas wurden bereits umfassend erörtert und diskutiert. In diesem Kapitel soll nun auf die Ergebnisse der am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik durchgeführten Untersuchungen zum Simultanbetrieb eingegangen werden. Zuerst wird die prinzipielle Vorgehensweise erklärt, anschließend wird nochmals auf die Relevanz der Sauganlage eingegangen. Danach werden die Ergebnisse einzelner Betriebspunkte dargestellt und die Potenziale bei verschiedenen Lasten und Drehzahlen erörtert. Abschließend werden die erreichten Bestpunkte in einem Lastschnitt dargelegt und die Potenziale für mögliche weitere Anwendungen abgewogen.

6.1 Fixe und veränderbare Parameter

6.1.1 Wichtige Stellgrößen

Durch den Zugriff auf das Steuergerät des Versuchsmotors konnte in das Betriebsverhalten des Motors erheblich eingegriffen werden. Um den Aufwand am Prüfstand überschaubar zu halten und die Einflüsse einzelner Parameter besser detektieren zu können, wurden aus einer Vielzahl von Variablen nur diejenigen Größen ausgewählt, von denen angenommen wurde, dass sie den Motorbetrieb in den Untersuchungen entscheidend beeinflussen würden:

- **Ladedruck:** dieser bzw. die VTG-Position wurde für eine Messreihe immer konstant gehalten, um eine halbwegs gleiche Ladungsmenge zu gewährleisten und die Ergebnisse untereinander vergleichbar zu machen;
- **Drosselklappe:** die prinzipiell unübliche Betätigung der Drosselklappe ist von essenzieller Bedeutung um das bereits beschriebene Luftverhältnis des angesaugten Gemisches λ_{Saug} zu senken bzw. zu steuern;
- **Drallklappe:** hat großen Einfluss in niedrigen Lastpunkten da es bei ihrer Betätigung zu einer besseren Gemischbildung kommt, die zu geringeren Rußemissionen führt;

- **Raildruck:** wurde meistens automatisch über die Kennfeldbedatung im Steuergerät appliziert, in Sonderfällen allerdings auch manuell angepasst;
- **Spritzbeginn:** hat erheblichen Einfluss auf die Verbrennung; um einen konstanten 50%-Energie-Umsetzungspunkt zu halten, musste der Einspritzzeitpunkt permanent angepasst werden;
- **AGR-Ventil-Position:** je nach Stellung gelangt mehr bzw. weniger Abgas in das Saugrohr;

6.1.2 Basiskonfiguration für den Simultanbetrieb

Im Folgenden werden Einstellungen angeführt, die für die durchgeführten Untersuchungen und Resultate relevant sind:

Eine Dieseleinspritzung

Durch das vorhandene Common-Rail-System ist es möglich, den Motor mit einer oder zwei Voreinspritzungen zu betreiben. Diese dienen zur Reduktion des Verbrennungsgeräusches sowie zur Minderung der Stickoxidemissionen, da die Druckanstiegsgeschwindigkeit und somit der Verbrennungsstoß im Vergleich zu nur einer Einspritzung vermindert wird.

Die Anzahl der Dieseleinspritzungen wurde hier allerdings auf die Haupteinspritzung reduziert. Zum einen, um einen Zündstrahlbetrieb zu realisieren, bei dem das Gemisch durch nur einen Dieselstrahl entzündet wird, zum anderen, um zusätzliche Verstellgrößen, wie beispielsweise Piloteinspritzmenge oder Pilotabstand zur Haupteinspritzung, zu vermeiden.

Konstanter Energieumsetzungspunkt

Um die Ergebnisse eines Betriebspunktes vergleichen zu können, wurde der 50%-Energie-Umsetzungspunkt, kurz MFB50, für die jeweilige Messreihe konstant gehalten. Als Basis wurde jener Umsetzungspunkt gewählt, der im Steuergerät bei reinem Dieselmotorbetrieb, ohne Voreinspritzungen und ohne AGR bei gegebenen Rahmenbedingungen appliziert ist.

Luftverhältnis des angesaugten Gemisches (λ_{Saug})

Es hat sich herausgestellt, dass die Größe λ_{Saug} unerlässlich ist, um das motorische Verhalten im Simultanbetrieb zu verstehen. Ihre Funktion wurde bereits in Kapitel 4.1.1 erläutert. In den folgenden Kapiteln wird ersichtlich, dass ein sinnvoller Simultanbetrieb nur innerhalb der Zündgrenzen des jeweiligen Gases möglich ist.

Globales Luftverhältnis ($\lambda_{E_{tas}}$)

Das tatsächlich im Motor vorhandene Luftverhältnis wurde im Abgas über eine λ -Sonde bestimmt. Da ein konstantes c:h-Verhältnis vorgegeben wurde, ergaben sich im Simultanbetrieb Ungenauigkeiten am Lambda-Meter. Für exakte Ergebnisse hätte bei jedem Messpunkt das c:h-Verhältnis manuell bestimmt werden müssen, was einen großen Aufwand und nur eine geringfügig höhere Aussagekraft mit sich bringt.

Energetischer Wasserstoff- bzw. Erdgasanteil

Der aktuell substituierte Energieanteil ist neben dem Luftverhältnis λ_{Saug} extrem wichtig, um eine Vorstellung zu erhalten, welche Gemischzusammensetzung im Brennraum vorliegt. Die Größe λ_{Saug} ist dafür nämlich nicht alleine ausschlaggebend, da insbesondere im AGR-Betrieb das Luftverhältnis kleiner ist, als im AGR-freien Betrieb und dies irrtümlich als ein hoher energetischer Anteil an Gas interpretiert werden könnte.

6.2 Vorgehensweise bei den Untersuchungen

Da über die simultane Gas-Dieselvebrennung sehr wenig bekannt ist, sollte in einem ersten Schritt geklärt werden, welche Auswirkungen eine Gasbeimischung bei Dieseltbetrieb hat, bzw. ob eine Gasbeimischung überhaupt möglich ist. Erfreulicherweise ist diese Verträglichkeit sowohl für Methan als auch Wasserstoff gegeben.

Um das Verhalten bei unterschiedlichen energetischen Gasanteilen besser beurteilen zu können, wurden Steigerungen des Gasanteils bei konstanten Rahmenbedingungen (gleicher Ladedruck usw.) durchgeführt. Dabei wurde ausgehend vom reinen Dieseltbetrieb mit einer Einspritzung und ohne Abgasrückführung immer mehr Diesel ersetzt, bis die maximal mögliche Substitutionsrate für den jeweiligen Betriebspunkt erreicht war.

Bei der Beimischung von Methan blieben die Ergebnisse zunächst hinter den Erwartungen zurück. Durch das teilweise hohe Luftverhältnis des angesaugten Gemisches λ_{Saug} war nämlich die globale Zündgrenze des Gases in einigen Fällen noch nicht erreicht, was eine Absenkung des Luftverhältnisses notwendig machte. Bei konstantem energetischen Gasanteil wurde daher, zum Teil unter Zuhilfenahme der Drosselklappe, λ_{Saug} soweit abgesenkt, dass die Zündgrenzen unterschritten wurden – und die Resultate positiver.

Ein Vergleich mit den gemessenen Werten der Serienkonfiguration des Dieselmotors führte zu der Erkenntnis, dass viele Betriebspunkte durch die Beimischung von Wasserstoff bzw. Methan eine zu hohe Stickoxidemission aufzeigten. Aus diesem Grund wurde bei konstantem energetischen Gasanteil und gegebenen Rahmenbedingungen schrittweise Abgas rückgeführt, um dessen Einfluss auf das Betriebsverhalten zu erforschen.

Durch mehrere Optimierungsläufe der einzelnen Punkte konnte anschließend das ehrgeizige Ziel, NO_x , Ruß und Wirkungsgrad des Dieselmotors bei Serienapplikationsstand einzuhalten, bei vielen Betriebspunkten realisiert werden.

Des Weiteren konnte durch die Vielzahl an untersuchten Betriebspunkten eine Aussage darüber gemacht werden, inwieweit ein Einsatz in unterschiedlichen Kennfeldbereichen überhaupt möglich bzw. sinnvoll ist.

6.3 Untersuchte Betriebspunkte

Der größte Teil der Versuche wurde bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} realisiert. Die Ergebnisse bei dieser Drehzahl gelten als repräsentativ für das Motorverhalten und sind nicht zuletzt durch ihre Relevanz in den Abnahmezyklen der Emissionstests von großer Bedeutung. Des Weiteren wurden auch Untersuchungen bei höheren und niedrigeren Drehzahlen vorgenommen, einerseits um das dortige Verhalten zu erforschen und andererseits um zu überprüfen, ob die bei 2000 Umdrehungen gewonnenen Erkenntnisse übertragbar sind. Um Rückschlüsse auf das Motorverhalten an der Leistungsgrenze ziehen zu können, wurden dort ebenfalls Untersuchungen gemacht. Bei höheren Lasten waren aufgrund der später erläuterten Frühzündungsproblematik allerdings nur begrenzte Wasserstoffbeimengungen möglich. Alle betrachteten Betriebspunkte für sowohl Wasserstoff als auch Methan sind in Tabelle 6.1 bzw. Abbildung 6.1 dargestellt.

Tabelle 6.1: Gefahrene Betriebspunkte bei H_2 - bzw. CH_4 -Beimengung

Drehzahl	min^{-1}	2000									4000		4800
		1250	1	2	4	6	10	14	16	VL	8	VL ^a	7
Mitteldruck	bar	2	1	2	4	6	10	14	16	VL	8	VL ^a	7
H_2 -Diesel	-	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓		✓
CH_4 -Diesel	-	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	

^a $\hat{=}$ 13 bar, maximal mögliche Einblasedauer von 215 °KW

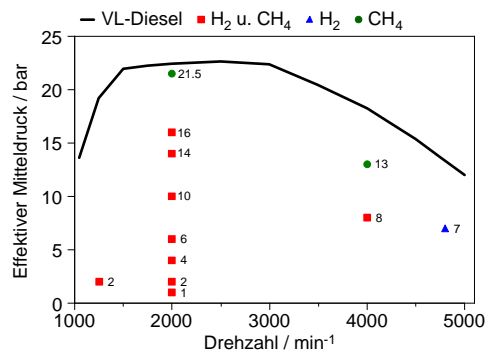


Abbildung 6.1: Gefahrene Betriebspunkte im Motorkennfeld

6.4 Eingangsmessungen

Die ersten Versuche wurden mit der Sauganlage 1.0 durchgeführt. Die Eindüsung erfolgte über kurze Hülsen ins Saugrohr, wodurch es zu einer extremen Ungleichverteilung der zugeführten Gasmenge kam, vgl. den integralen Heizverlauf in Abbildung 6.2. Vermutlich aufgrund der Strömungsverhältnisse im Saugrohr bekamen die vorderen Zylinder 1 und 2 trotz saugsynchroner Einblasung nahezu kein Gas, die Zylinder 5 und 6 hingegen unverhältnismäßig viel. Mit steigender Substitutionsrate, sprich ersetzter Energie, verstärkte sich dieser Effekt, der für einen kontrollierten Versuchsbetrieb nicht tragbar war und eine Modifizierung des Einblasesystems notwendig machte.

Die neu adaptierte Sauganlage 2.0, bei der direkt in den Tangentialkanal eingedüst wurde und die Hülsen bis unmittelbar vor das Einlassventil reichten, erzielte hingegen eine hervorragende Gleichverteilung über alle Zylinder. In Abbildung 6.3 ist diese wiederum anhand des integralen Heizverlaufes ersichtlich.

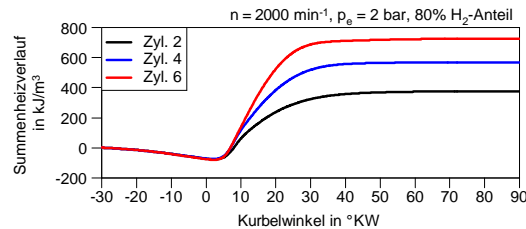


Abbildung 6.2: Summenheizverlauf der Sauganlage 1.0 bei 2000/2

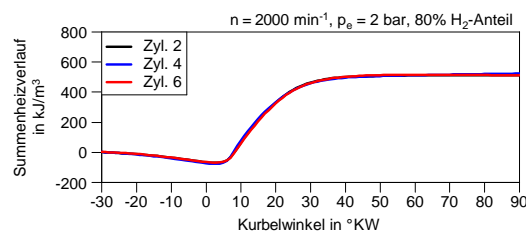


Abbildung 6.3: Summenheizverlauf der modifizierten Sauganlage 2.0 bei 2000/2

Aus Versuchen am Forschungsmotor war bekannt, dass Wasserstoff bei niedrigen Luftverhältnissen zu Rückzündungen neigt. Um eine etwaige Schädigung der Sauganlage und des Motors durch dieses Phänomen zu vermeiden, wurde vor allem zu Beginn der Versuche der energetische Wasserstoffanteil sehr behutsam erhöht. An dieser Stelle sei bereits darauf hingewiesen, dass über den gesamten Versuchszeitraum keinerlei Rückzündungen auftraten, unkontrollierte Frühzündungen im Brennraum aber sehr wohl. Letztere stellten oftmals die Grenze der möglichen Untersuchungen dar, auf ihren Einfluss wird später noch genauer eingegangen.

6.5 Ergebnisse der H₂-Dieselverbrennung

Um frühzeitige Schäden am Versuchsträger zu vermeiden, wurden zu Beginn der Versuche hauptsächlich niederlastige Punkte untersucht. Bei diesen Punkten ist das Luftverhältnis des angesaugten Gemisches auch bei energetisch hohen Gasanteilen vergleichsweise groß. Auch ist der Spitzendruck der Verbrennung niedrig, sodass bei einem unerwarteten Verhalten des Gases entsprechend reagiert und die Gefahr einer Motorschädigung verringert werden kann. Mit steigender Kenntnis über das Verhalten bei Gasbeimischung konnten aber allmählich höherlastige Punkte angefahren werden.

6.5.1 Verhalten bei mittleren Lasten

Im Folgenden wird etwas näher auf das Verhalten bei mittellastigen Punkten eingegangen. Die Einflüsse und das grundlegende Verhalten im Simultanbetrieb können bei diesen Lasten gut erklärt werden, da zum einen das Luftverhältnis des angesaugten Gemisches niedrig genug ist, um verschiedene Einflüsse einzusehen und andererseits die Beimischung nur geringfügig durch Frühzündungen begrenzt ist. Beim nun betrachteten Lastpunkt bei 2000 min⁻¹ und 6 bar effektivem Mitteldruck beträgt die effektive Leistung des Motors bereits 30 kW.

Betriebsverhalten bei Wasserstoffbeimischung

Durch die weiten Zündbereiche von Wasserstoff ist eine akzeptable Verbrennung auch bei niedrigen energetischen Anteilen möglich, sofern die Zündgrenzen eingehalten werden. Die schwarze, durchgezogene Linie in Abbildung 6.4 stellt den Zylinderdruck- und Heizverlauf des Motors bei Diesel-Serienapplikationsstand dar, sprich mit 3 Einspritzungen und Abgasrückführung. Davon ausgehend wurden AGR-Zufuhr und Piloteinspritzungen abgeschaltet und der Ladedruck abgesenkt. Diese Konfiguration stellte die Basis für die folgende Beimischung dar, abgebildet als schwarze, gestrichelte Linie. Gut zu erkennen ist der durch die eine Einspritzung bedingte, klassische Verbrennungsstoß im Heizverlauf, sowie der abgesenkte Ladedruck im Zylinderdruckverlauf. Bei gleichbleibender VTG-Position des Laders sowie konstantem 50%-Umsetzungspunkt wurde nun schrittweise Wasserstoff beigemischt.

Bei niedrigen Substitutionsraten kommt es zu einer Beeinträchtigung der Verbrennung, wodurch die Brenndauer zunächst verlängert wird. Mit weiter steigendem Wasserstoffanteil und demzufolge sinkendem λ_{Saug} werden die lokalen Zündgrenzen immer öfter unterschritten und die Verbrennung wird deutlich beschleunigt. Auch wird die Verbrennungsverschleppung durch die sinkende Dieselmenge erheblich verringert. Bei weiter steigenden Substitutionsraten kann demnach ein mehr und mehr symmetrischer Heizverlauf beobachtet werden.

Eine weitere Steigerung des Wasserstoffanteils führte in der vorliegenden Konfiguration durch das gleichzeitige Absenken des Luftverhältnisses λ_{Saug} zum Auftreten von

Frühzündungen. Diese konnten durch das vollständige Öffnen der Drallklappe verringert werden, da die Ladungsbewegung reduziert wird. Dadurch kommt es zu einer Verschlechterung der Gemischbildung und zu einer Verlängerung der Brenndauer, wodurch ein stabilerer Verbrennungsablauf gewährleistet ist.

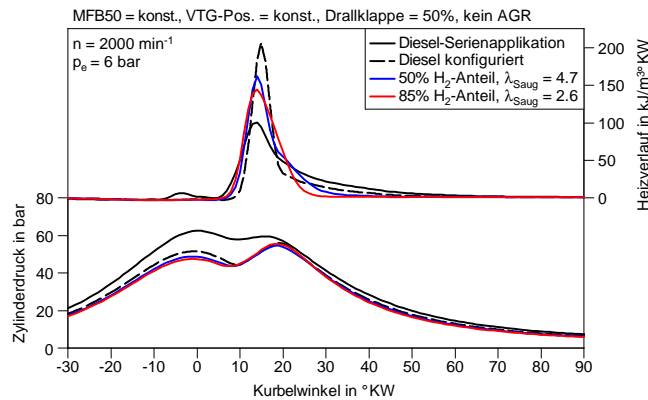


Abbildung 6.4: Einfluss des H₂-Anteils auf die Verbrennung

Wie bereits erwähnt, werden bei niedrigen energetischen Anteilen die globalen Zündgrenzen des Wasserstoffes nicht erreicht und es kommt zu einer ungünstigen Verbrennung. Solange dies der Fall ist, verstärkt sich jener Effekt mit steigender Wasserstoffmenge, da die Dieselmenge und somit deren Wirkung auf die Verbrennung verringert wird, ersichtlich in Abbildung 6.5. Vermutlich verbrennt hier nur jener Wasserstoff, der sich in der Nähe des Dieselizezündstrahls befindet. Auch wenn messtechnisch nicht erfasst, ist hier von unverbranntem Wasserstoff im Abgas auszugehen, was den Wirkungsgrad zusätzlich zur längeren Brenndauer verschlechtert.

Durch weiteres Absenken des Luftverhältnisses λ_{Saug} nimmt die Brenndauer zwar allmählich ab, die Flammengeschwindigkeit reicht offensichtlich dennoch nicht aus, um in angemessener Zeit das Gemisch im Quetschspalt des Brennraums zu durchlaufen bzw. zu entzünden. Durch die kürzere Brenndauer ergibt sich ein zwar merklich steigender, dennoch aber niedrigerer Wirkungsgrad als im konfigurierten Dieselbetrieb.

Bei weiterer Steigerung des energetischen Anteils wird infolge des kontinuierlich kleiner werdenden Luftverhältnisses des angesaugten Gemisches die Flammengeschwindigkeit immer höher und es kommt zu immer kürzeren Brenndauern, einhergehend mit besseren Wirkungsgraden, die leicht unter dem Niveau des Dieselmotors mit gleicher Konfiguration liegen. Im Vergleich zum Dieselserienwirkungsgrad ergeben sich jedoch hier deutlich höhere Wirkungsgrade, wohl angemerkt, dass Ersterer auf Kosten seiner Effizienz mit Abgasrückführung arbeitet und entsprechend niedrigere NO_x-Emissionen aufweist.

Für die erreichbaren Wirkungsgrade sind ebenso die Wandwärmeverluste von großer Bedeutung. Messtechnisch erfasst wurde bei diesem Versuchsmotor nur die abgegebene Kühlwasserleistung, die analog den Wandwärmeverlusten bei sinkender Brenndauer

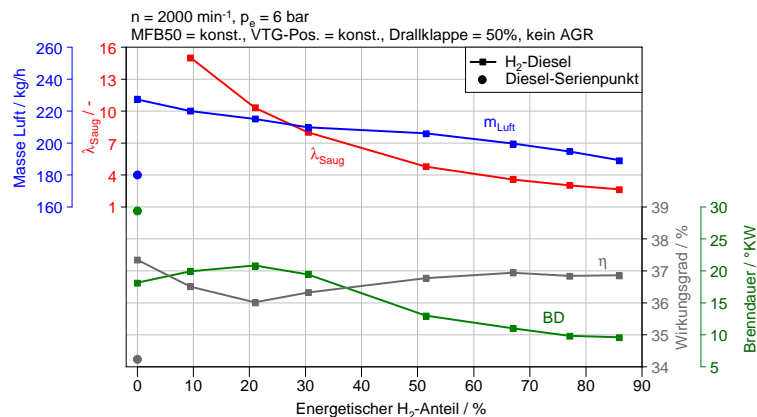


Abbildung 6.5: Veränderung von Luftmasse, Wirkungsgrad und Brenndauer bei Steigerung des energetischen H₂-Anteils bei vorgegebenen Randbedingungen

zunimmt und umgekehrt. Zudem hat Wasserstoff neben der höheren Verbrennungstemperatur und der höheren laminaren Flammgeschwindigkeit auch die Eigenschaft näher an die Wand zu brennen als Diesel, wodurch der Wärmeübergang zwischen Gas und Zylinderwand erhöht wird.

Durch die Saugrohrinblasung des Wasserstoffes wird mit zunehmendem energetischen Anteil die angesaugte Luftmasse immer geringer. Dafür ist die extrem geringe Dichte von Wasserstoff verantwortlich, durch die bei gleichem Volumen wesentlich weniger Masse vorhanden ist und die Abgasenthalpie verringert wird. Demzufolge sinkt bei konstanter VTG-Position des Turboladers der Ladedruck geringfügig ab.

Abbildung 6.6 zeigt das Verhalten von Ruß und Stickoxiden bei Steigerung des Wasserstoffanteils. Die Stickoxide sinken zunächst aufgrund der langsameren Verbrennung ab. Sobald die globalen Zündgrenzen unterschritten sind, steigen sie wieder, analog der kürzer werdenden Brenndauer. Bei größeren Wasserstoffanteilen stellt sich schließlich ein zunächst annähernd konstantes Emissionsniveau ein, bevor es bei höchsten Substitutionsraten zu einem leichten Absinken kommt. Zu erklären ist dies durch die bereits erwähnte, stark reduzierte Luftmasse, sodass sich auch bei gleichbleibender bzw. minimal steigender Volumenkonzentration sinkende Massenemissionen ergeben. Auch nicht unerwähnt bleiben soll der durch das Steuergerät automatisch angepasste Druck im Common-Rail-System, der ebenso Einfluss auf die Stickoxidbildung hat. Bei steigenden Gasanteilen werden zunehmend niedrigere Einspritzdrücke appliziert, da die Dieselmenge kontinuierlich geringer wird und so die Gefahr eines Nichtöffnens des Einspritzventils geschmälert wird. Bezogen auf die NO_x-Serienemissionen des Motors liegen die Stickoxide um den Faktor 6 - 8 über dieser, wobei hier noch nicht zum Mittel der Abgasrückführung gegriffen wurde.

Die Rußemissionen sind in diesem Betriebspunkt bereits im Dieselpetrieb bei ange-

passter Konfiguration entsprechend dem NO_x/Ruß-TradeOff, extrem gering. Auch in Fällen, bei denen der Ausgangswert nicht derartig niedrig war, konnte ein schnelles Absinken der Rußemissionen beobachtet werden. Aufgrund der reduzierten Dieselmasse waren diese mit fortschreitender Wasserstoffzugabe in der Regel an der Nachweisbarkeitsgrenze.

Bei diesen Lastpunkten sind die Geräuschemissionen um ca. 5 Dezibel höher als im Dieselerienbetrieb, da dieser mit 3 Einspritzungen appliziert ist und somit dessen Geräuschniveau dementsprechend niedriger ist.

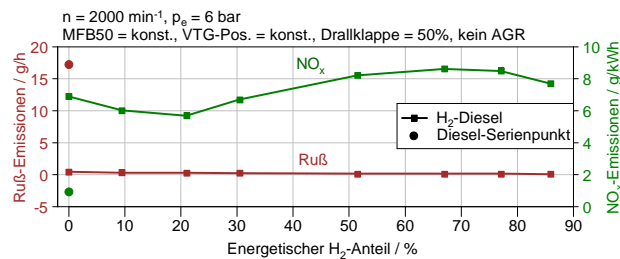


Abbildung 6.6: Einfluss des H₂-Anteils auf die Emissionen

Trotz der deutlich unterschiedlichen Luftverhältnisse des angesaugten Gemisches bleibt das im Abgas gemessene globale Luftverhältnis $\lambda_{E_{tas}}$ bei gegebenen Rahmenbedingungen über die Steigerung des Wasserstoffanteils annähernd konstant, weil die eingespritzte Dieselmasse entsprechend reduziert wird. Mit steigender Last treten Frühzündungen, die auch die Grenze der H₂-Beimengung für die vorliegende Steigerung darstellten, bei immer niedrigeren energetischen Wasserstoffanteilen auf. Um auch höherlastig eine konstante Substitutionsrate zu erreichen, ist entsprechend mehr Wasserstoff einzublasen, wodurch das Luftverhältnis des angesaugten Gemisches kleiner wird, was zu günstigen Bedingungen für Verbrennungsanomalien führt. Eine wirksame Möglichkeit, um dieses Problem zu umgehen, ist eine Steigerung des Ladedrucks, bei der sowohl das Luftverhältnis des angesaugten Gemisches als auch jenes im Abgas erhöht wird. Frühzündungen werden dadurch zu höheren energetischen Anteilen hin verschoben und gleichzeitig die Rußbildung vermindert.

In Abbildung 6.7 ist der Einfluss des Ladedruckes deutlich zu sehen. Bei annähernd gleichem λ_{Saug} sind bei höheren Ladedrücken wesentlich höhere energetische Wasserstoffanteile darstellbar. Das globale Luftverhältnis $\lambda_{E_{tas}}$ ist bei niedrigen energetischen Anteilen entsprechend kleiner und es kommt zu einer heißeren Verbrennung, die das Auftreten von Frühzündungen fördert.

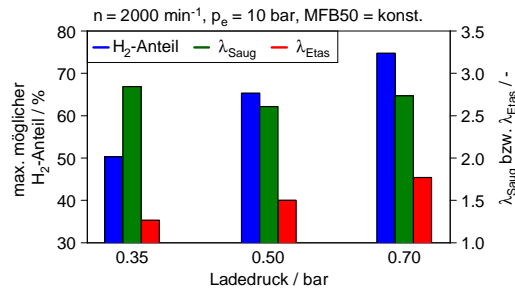


Abbildung 6.7: Einfluss des Ladedruckes auf die maximal darstellbare H₂-Menge

Einflüsse der Abgasrückführung

Die Einbringung von Abgas in die Sauganlage wurde zunächst aufgrund der Frühzündungsproblematik als kritisch eingestuft. Es hat sich aber gezeigt, dass bei niedrig- und mittellastigen Punkten erhebliche Mengen an Abgas rückgeführt werden können, ohne dass derartige Verbrennungsanomalien auftreten. In den Untersuchungen sollte das allgemeine Verhalten bei Zugabe von AGR beobachtet werden und des Weiteren geklärt werden, ob ein NO_x/Ruß-TradeOff wie im Dieselpetrieb ersichtlich wird.

Die AGR-Rate wurde bei gleichbleibenden Rahmenbedingungen allmählich gesteigert. Ausgegangen wurde immer von einem bestimmten Wasserstoffanteil, der die gesamte Messreihe über konstant gehalten wurde. Auch auf die VTG-Position ist zu achten, da es bei geschlossenen Leitschaufeln zu einer Querschnittsverengung kommt, der Abgasgegendruck folglich erhöht und die Abgasrückführung dementsprechend begünstigt wird. Hohe Rückföhraten sind zudem nur unter Betätigung der Drosselklappe möglich, da das erforderliche AGR-Druckgefälle steigt und die benötigten Massenströme erst dadurch ins Saugrohr gelangen.

Wie in Kapitel 4.3.1 erklärt, ist die Ermittlung der Abgasrückföhrate mit einigem Aufwand verbunden, da das interne Berechnungsmodell des Steuergerätes bei Gasbeimischung seine Gültigkeit verliert. Zudem war kein Massensensor in der AGR-Leitung verbaut, was die Ermittlung wesentlich vereinfacht hätte.

Durch Zugabe von Abgas ist infolge des Verdünnungseffektes die Sauerstoffkonzentration in der Zylinderladung deutlich niedriger, wodurch die Verbrennungstemperaturen und folglich die Stickoxidbildung reduziert werden [15]. Im Gegensatz zum AGR-freien Betrieb sinkt also das globale Luftverhältnis $\lambda_{E_{tas}}$ bei Rückführung von Abgas erheblich ab. Im reinen Dieselpetrieb, sowie bei geringen Wasserstoffanteilen im Simultanbetrieb ist dementsprechend eine verstärkte Rußbildung zu beobachten.

Abbildung 6.8 zeigt den AGR-Einfluss bei zwei unterschiedlichen Wasserstoffanteilen. Bei gleicher VTG-Position ist das Luftverhältnis des angesaugten Gemisches

bei höherem energetischem Wasserstoffanteil selbstverständlich niedriger. Infolge der sinkenden Luftmasse wird auch das Luftverhältnis $\lambda_{E_{tas}}$ zunehmend geringer.

Die Brenndauer verhält sich je nach energetischem Wasserstoffanteil unterschiedlich, da diese primär von zwei konträr wirkenden Effekten beeinflusst wird. Zum Einen kommt es zur Absenkung des Luftverhältnisses und die Verbrennung wird beschleunigt. Andererseits wird die Brenngeschwindigkeit durch die Inertgaszugabe verringert. Die Brenngeschwindigkeit ist demnach davon abhängig, welcher der Effekte nun vorherrscht und gegen den anderen überragend wirkt. Gerade Wasserstoff weist bei kleineren Luftverhältnissen λ_{Saug} deutlich höhere Flammengeschwindigkeiten als im hoch mageren Bereich auf, bei hohen energetischen Anteilen sinkt die Brenndauer also. Bei geringeren Substitutionsraten ist allerdings das Luftverhältnis λ_{Saug} noch höher, die Flammengeschwindigkeit folglich geringer und die Verlangsamung der Verbrennung durch das Inertgas der ausschlaggebende Effekt – die Brenndauer steigt. Allgemein kann aber gesagt werden, dass der Effekt der Verbrennungsverlangsamung im Simultanbetrieb deutlich geringer ausgeprägt ist, als dies bei Dieselbetrieb der Fall ist.

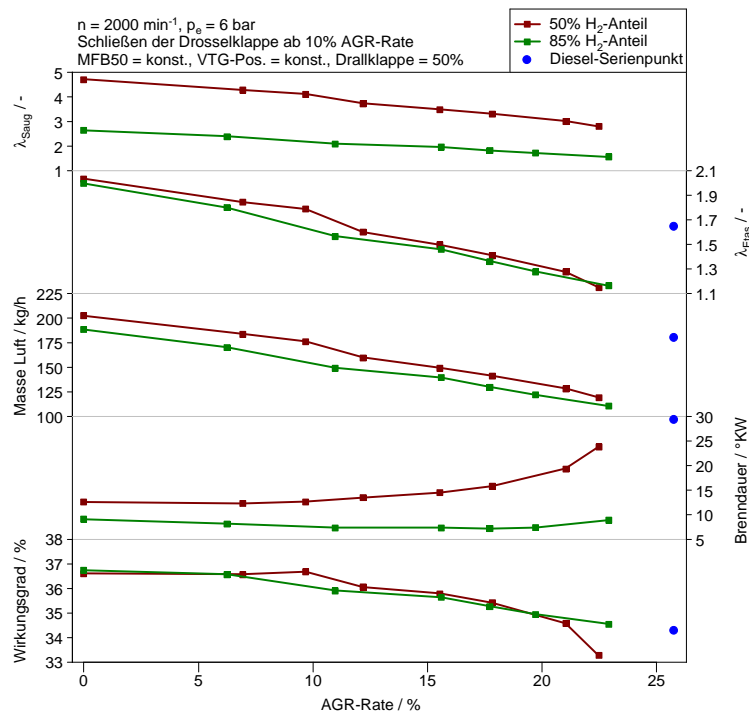


Abbildung 6.8: Einfluss der Abgasrückführung auf das Verbrennungsverhalten bei konstantem H₂-Anteil und vorgegebenen Randbedingungen

Das Schließen der Drosselklappe zur Erzeugung des nötigen Druckgefälles führt zu höheren Ladungswechselverlusten, die sich im Wirkungsgrad negativ bemerkbar machen. In Abbildung 6.8 ist der zunächst annähernd konstante Wirkungsgrad bei nied-

rigen AGR-Raten ablesbar. Sobald die Drosselklappe allmählich geschlossen wird (ab 10% AGR) werden aber Einbußen im Wirkungsgrad sichtbar. Ebenso sind diese Verluste bei hohen Abgasrückführraten in der Brenndauer bemerkbar, da bei konstantem energetischem Wasserstoffanteil folglich mehr Diesel eingespritzt wird, der die Verbrennung verlangsamt. Des Weiteren ist durch die Rückführung des heißen Abgases die Temperatur zu Beginn der Verdichtung höher, wodurch die Effizienz ebenso vermindert wird. Auch durch die höheren Wandwärmeverluste bei schnellerer Verbrennung ergeben sich Nachteile im Wirkungsgrad. Trotz dieser Verluste ist der Wirkungsgrad aber durchaus mit dem des Dieselmotors bei Serienapplikationsstand vergleichbar.

In Abbildung 6.9 ist die schnelle, symmetrische Verbrennung im AGR-Betrieb bei hohem energetischem Wasserstoffanteil zu erkennen. Die Umsetzung im AGR-freien Betrieb ist im Vergleich deutlich langsamer.

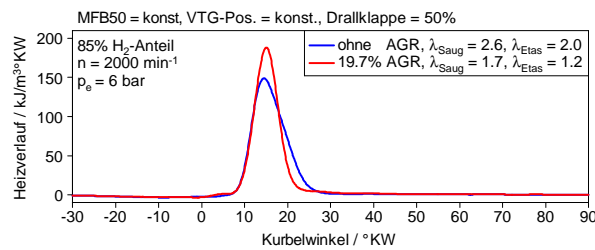


Abbildung 6.9: Verkürzung der Brenndauer bei AGR-Zugabe infolge des sinkenden Luftverhältnisses

Der Einfluss der Abgasrückführung auf die Emissionen ist in Abbildung 6.10 ersichtlich. Die CO-Emissionen sind durch den geringeren Kohlenstoffanteil im Brenngas bei höheren energetischen H₂-Anteilen entsprechend geringer. Trotz sinkendem Luftverhältnis λ_{Etas} bleiben sie zunächst auf annähernd gleichem Niveau, bei zunehmender Drosselung wird das lokale Luftverhältnis schließlich jedoch so klein, dass das Kohlenmonoxid bei niedrigen Wasserstoffanteilen nicht mehr aufoxidiert werden kann und die Emissionen deutlich zunehmen. Bei hohen energetischen Anteilen ist dieser Effekt aufgrund der extrem niedrigen Dieseleinspritzmenge nicht zu beobachten.

Extrem niedrig sind die Kohlenwasserstoffemissionen sowohl für Simultanbetrieb als auch bei reinem Dieselmotorbetrieb. Die leicht erhöhten Werte bei höherem Wasserstoffanteil können durch den niedrigeren, vom Steuergerät selbstständig applizierten Raildruck erklärt werden. Wie bereits kurz angesprochen, ist diese Maßnahme nötig um ein Öffnen des Injektors garantieren zu können.

Die Rußemissionen sind bei geringen AGR-Raten an der Nachweisgrenze. Bei niedrigen energetischen Anteilen kommt es aber bei zunehmendem Abgasanteil in der Zylinderladung infolge des verringerten Sauerstoffangebotes, analog zu den Kohlenmonoxid-Emissionen, zu verstärkter Rußbildung. Abhilfe bringt hier ein erhöhter Ladedruck, da die Sauerstoffkonzentration im Brennraum deutlich gesteigert wird. Bei höheren Wasserstoffanteilen ist auch dieser Effekt nicht erkennbar.

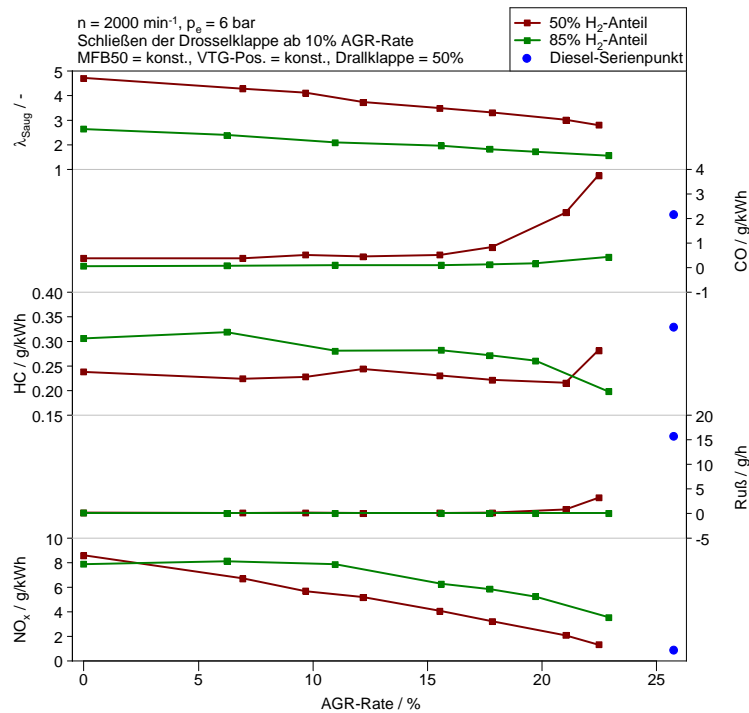


Abbildung 6.10: Vergleich der Emissionen bei AGR-Zugabe und unterschiedlichen energetischen Wasserstoffanteilen

Durch den höheren Anteil an Inertgas im Brennraum werden die Stickoxide reduziert. Die Wirkung der Abgasrückführung ist deutlich zu erkennen, die Stickoxidserienwerte werden beinahe erreicht. Bei hohen energetischen Anteilen ist die Wirkung entsprechend der schnelleren Verbrennung und dem deutlich niedrigeren Luftverhältnis adäquat verzögert.

Eine Steigerung der AGR-Rate ist hier durch das extrem niedrige $\lambda_{\text{E}tas}$ bei 50%-Wasserstoffanteil nicht möglich. Erkennbar ist dies auch am Absinken des Wirkungsgrades, dem Steigen der CO- und HC-Emissionen, sowie an der beginnenden Rußbildung. Frühzündungen limitieren die Zugabe von weiterem Abgas bei 85% H₂-Anteil.

Zusammenfassung der Erkenntnisse

Die Einhaltung der Serienwerte des Dieselmotors ist nur unter Zugabe von AGR erreichbar. Ohne diese sind die Wirkungsgrade zwar deutlich höher, die NO_x-Emissionen können aber nicht eingehalten werden. Das Zusammenspiel von Luftverhältnis und rückgeführtem Abgas führt je nach energetischem H₂-Anteil entweder zu sinkender oder steigender Brenndauer. Dieser Effekt ist bei Dieselverbrennung logischerweise nicht gegeben, wodurch die Wirkung der AGR bei diesem wesentlich ausgeprägter ist. Sowohl im Diesel- als auch im Simultanbetrieb ist aber eine Zunahme des Zündverzuges zu beobachten, der sowohl von Druck und lokaler Temperatur, als auch der

Sauerstoffkonzentration abhängt.

Im Bereich niedriger energetischer Wasserstoffanteile wird durch die noch relativ hohe Dieselmenge das NO_x /Ruß-TradeOff mit zunehmender Rückführung erkennbar. Großes Potenzial besteht bei hohen energetischen Anteilen durch die äußerst geringen Ruß- bei vergleichsweise extrem niedrigen NO_x -Emissionen. Durch eine Erhöhung des Ladedruckes und die damit verbundene Erhöhung von $\lambda_{\text{E}tas}$ können Frühzündungen bei gleichen Substitutionsraten hinausgezögert und die Abgasrückführrate weiter gesteigert werden.

6.5.2 Verhalten bei niedrigen Lasten

Betriebsverhalten bei Wasserstoffbeimengung

Die erforderliche Brennstoffenergie ist bei niedrigen Lastpunkten ($p_e \leq 4$ bar) vergleichsweise sehr gering. Um eine bestimmte Energiemenge zu ersetzen, ist dementsprechend wenig Wasserstoff notwendig. Dadurch ist es bei geringen Substitutionsraten nicht möglich, mit dem Gas in dessen globale Zündgrenzen zu fahren. Der Wasserstoff wird offensichtlich zum Teil unverbrannt ins Abgas geschoben. Messtechnisch konnte dies durch das Fehlen einer entsprechenden Messeinrichtung nicht bestätigt werden, eine Betrachtung des Wirkungsgrades untermauert allerdings diese Vermutung. Bei 30% H_2 -Anteil ergibt sich eine Wirkungsgradverschlechterung von mehr als 10% relativ im Vergleich zum Ausgangswert.

Eine Steigerung des Wasserstoffanteils führt zu einem niedrigeren, aber dennoch sehr hohen λ_{Saug} . Die Verbrennung läuft sehr langsam ab. Die maximal mögliche Substitutionsrate ist in der Regel durch die minimal nötige Dieseleinspritzmenge begrenzt. Aufgrund der möglichen Öffnungsaussetzer des Injektors ist bei einer Einspritzmenge von ungefähr 1,4 mg/Hub nicht weiter substituiert worden.

Durch das geringe Temperaturniveau im Brennraum ist bei diesen Lastpunkten keine Einschränkung der Beimengung infolge von Frühzündungen zu beobachten. Folglich erscheint das Absenken des Ladedruckes als durchwegs sinnvoll. Zumindest solange kein Abgas rückgeführt wird, können die Leitschaufeln der Abgasturbine möglichst weit geöffnet werden, um das Luftverhältnis abzusenken.

Eine weitere Möglichkeit der Luftmassenreduzierung ist ein Betätigen der Drosselklappe, was durchwegs positive Wirkung auf den Wirkungsgrad hat. Der grundsätzlich negative Effekt der Androsselung wird durch das sinkende Luftverhältnis λ_{Saug} und die damit verbundene bessere Verbrennung überkompensiert. Um eine stabile Verbrennung zu gewährleisten, ist die Drallklappe geschlossen zu halten, wodurch sich weitere Ladungswechselverluste ergeben. Bei Vereinigung all dieser Maßnahmen werden Wirkungsgrade erreicht, die auf dem Niveau der Serienwerte des Dieselmotors liegen.

Wie zu erwarten, ergeben sich mit steigender Substitutionsrate zunehmend geringere Kohlenmonoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen, erst bei hoher Androsselung und schlechten Verbrennungsbedingungen steigen die HC-Emissionen leicht an. Infol-

ge der kohlenstoffärmeren Verbrennung ergeben sich Rußemissionen, die sich an der Nachweisbarkeitsgrenze befinden. Auch die NO_x-Emissionen sinken mit steigendem Wasserstoffanteil ab. Der bereits aus [6] bekannte Effekt, dass Wasserstoff bei hohen Luftverhältnissen nahezu keine Stickoxide bildet, konnte auch hier beobachtet werden. Die Emissionswerte des Dieselmotors bei Serienapplikation können bei gleichem Wirkungsgrad sogar ohne Abgasrückführung eingehalten werden. Auch das Verbrennungsgeräusch ist trotz nur einer Einspritzung auf dem Niveau des Dieselmotors.

Einflüsse der Abgasrückführung

Die Zugabe von AGR ist nur bei hohen energetischen H₂-Anteilen sinnvoll, da das Luftverhältnis λ_{Saug} weiter gesenkt werden kann. Versuche an reinen Wasserstoffmotoren mit äußerer Gemischbildung am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz haben gezeigt, dass sich eine stabile Wasserstoffverbrennung bei Fremdzündung erst bei Luftverhältnissen $< 4,5$ einstellt.

Die Zündenergie wird bei diesen Versuchen allerdings in Form einer Dieseleinspritzung eingebracht. Es hat sich gezeigt, dass das globale Luftverhältnis λ_{Etas} im H₂-Dieselbetrieb unter 2,7 liegen sollte, was nur durch AGR-Zugabe bei gleichzeitig hohem Wasserstoffanteil erreicht wird. Der Einfluss der AGR hat also einen durchwegs positiven Effekt auf die Verbrennung, die Brenngeschwindigkeit nimmt zu und es kommt wie schon bei den mittleren Lastpunkten zu einer dem Ottomotor ähnlichen Verbrennung. Des Weiteren ist bei Schließen der Drallklappe eine deutlich kürzere Verbrennung feststellbar.

Um hohe Abgasrückführraten realisieren zu können, muss auch hier ein Mindestmaß an Ladedruck eingestellt werden, was zunächst einen geringfügig negativen Effekt durch das gleichzeitig steigende Luftverhältnis λ_{Saug} hat. Ein Betätigen der Drosselklappe bietet Abhilfe und ist bei diesen Lastpunkten von essenzieller Bedeutung um die extrem hohen Abgasrückführraten realisieren zu können.

Die sinkenden Luftverhältnisse und folglich deutlich besseren Verbrennungsbedingungen mit niedrigeren Brenndauern führen zu einer merkbareren Wirkungsgradsteigerung. Erst bei starker Androsselung werden die Ladungswechselverluste höher und der Wirkungsgrad bleibt konstant.

Mit steigender AGR-Rate sinken die NO_x-Emissionen stark ab. Das verringerte Sauerstoffangebot im Brennraum mit entsprechend niedrigerer Verbrennungstemperatur kann als Grund dafür genannt werden. Auch bei extremen AGR-Raten liegen die Rußemissionen an der Nachweisgrenze, da die eingespritzte Dieselmenge vergleichsweise sehr gering ist. Die CO-Emissionen steigen mit sinkenden Verbrennungstemperaturen an, die Kohlenwasserstoffemissionen bleiben auf konstant niedrigem Niveau. Neben den hervorragenden Wirkungsgraden tritt bei AGR-Zugabe der vom Diesel bekannte NO_x/Ruß-TradeOff nicht analog auf.

Bei mehr als 35% Abgas im Brennraum nimmt die Verbrennungsinstabilität stark zu. Die Dieselizeündmenge und der Verdichtungsdruck sind derart niedrig, dass es

zu Problemen bei der Gemischentzündung kommt, erkennbar an den extrem langen Zündverzugszeiten, die deutlich über 15 Grad Kurbelwinkel liegen. Zusätzlich führt der im Vergleich zur Fremdentzündung nicht definierte Zündzeitpunkt zu starken zyklischen Schwankungen, erkennbar am Ansteigen der Mitteldruck-Varianz in Abbildung 6.11. Nicht zuletzt kommt es zylinderbezogen zu einer zunehmenden AGR-Ungleichverteilung, die ebenfalls als problematisch anzusehen ist.

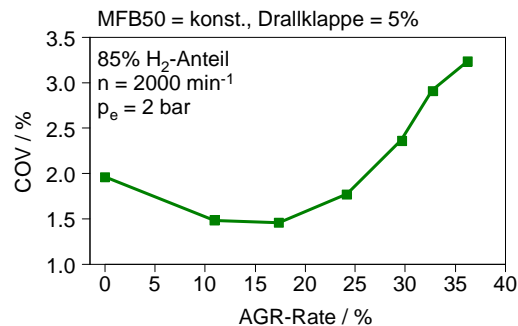


Abbildung 6.11: Anstieg der p_1 -Varianz mit zunehmender AGR-Rate

Zusammenfassung der Erkenntnisse

Das Absenken des Luftverhältnisses ist für eine akzeptable Verbrennung von herausragender Bedeutung. Durch Zuhilfenahme der Drosselklappe kann die Brenngeschwindigkeit bei hohen energetischen Wasserstoffanteilen gesteigert werden, wodurch auch ohne AGR-Zugabe die Serienwerte des Dieselmotors eingehalten werden können. Es hat sich aber gezeigt, dass eine Substitution geringer Energiemengen nicht den gewünschten Effekt bringt, da es primär zu einer Verschlechterung der Verbrennung kommt und vermutlich unverbrannter Wasserstoff im Abgas zu finden ist.

Durch die Zugabe von Abgas in den Brennraum wird das Luftverhältnis kleiner und die Verbrennung entsprechend besser. Bei Abgasrückführung ist neben der bekannten Stickoxidreduzierung also noch ein zweiter, sehr positiver Effekt zu beobachten, der hier sogar zu einer Wirkungsgradsteigerung führt. Bei ausbleibenden Rußemissionen sind auch die NO_x-Emissionen auf einem extrem niedrigen Niveau.

Niedriglastige Punkte können also hervorragend mit hohen Wasserstoffanteilen betrieben werden, was auch im Hinblick auf zukünftige Emissionungszyklen bei Fahrzeugen von Interesse sein wird.

6.5.3 Verhalten bei hohen Lasten

Betriebsverhalten bei Wasserstoffbeimengung

Prinzipiell stellt sich das gleiche Verhalten wie bei mittleren Lasten ein. Bei geringen Substitutionsmengen kommt es zunächst zu einer Verschlechterung der Verbrennung

und die Verbrennungsgeschwindigkeit sinkt. Bei $\lambda_{\text{Saug}} \approx 10$ erreicht die Brenndauer ihr Maximum, und beginnt dann zu sinken. Wie bereits ausführlich beschrieben, dürfte zunächst nur jener Wasserstoff, der sich in der Nähe des Dieselstrahles befindet, verbrennen, da die Flammgeschwindigkeit noch nicht ausreicht, um das Gemisch im Quetschspalt des Motors in angemessener Zeit zu erfassen. Dieser Effekt legt sich bei höheren H₂-Anteilen, sprich niedrigen Luftverhältnissen, wodurch die erwähnte sinkende Brenndauer zustande kommt.

Der Punkt maximaler Brenndauer ist auch zeitgleich jener des geringsten Wirkungsgrades. Letzterer steigt anschließend mit sinkender Brenndauer wieder an. Durch die höheren Wandwärmeverluste infolge der heißeren Wasserstoffverbrennung bleibt er aber minimal unter dem Dieselerienwirkungsgrad. In Abbildung 6.12 ist aufgrund der noch hohen Dieseleinspritzmenge eine Verbrennungsverschleppung zu erkennen. Höhere energetische Wasserstoffanteile sind durch das Auftreten von Frühzündungen bei diesem Lastpunkt nicht möglich. Ebenso sind aus den Heizverläufen die deutlich schnellere Verbrennung bei höheren H₂-Anteilen sowie die zunehmend symmetrische Verbrennung ersichtlich. Durch den deutlich größeren Druckgradienten werden die Geräuschemissionen bei steigendem Wasserstoffanteil höher und liegen somit über dem Niveau des Dieselmotors.

Die CO- und HC-Emissionen sinken mit steigendem Wasserstoffanteil und befinden sich unter dem Serienniveau. Die Stickoxidemissionen liegen aber aufgrund der zwei Dieseleinspritzungen sowie AGR-Zugabe bei Dieselerienapplikationsstand deutlich darüber. Zunächst sinken sie infolge der schlechteren Verbrennung ab, anschließend stellt sich ein annähernd konstantes Niveau der Massenemissionen ein, die Volumenkonzentration steigt allerdings leicht an. Die Rußemissionen sind sowohl beim Dieselmotor als auch im Simultanbetrieb auf äußerst niedrigem Niveau.

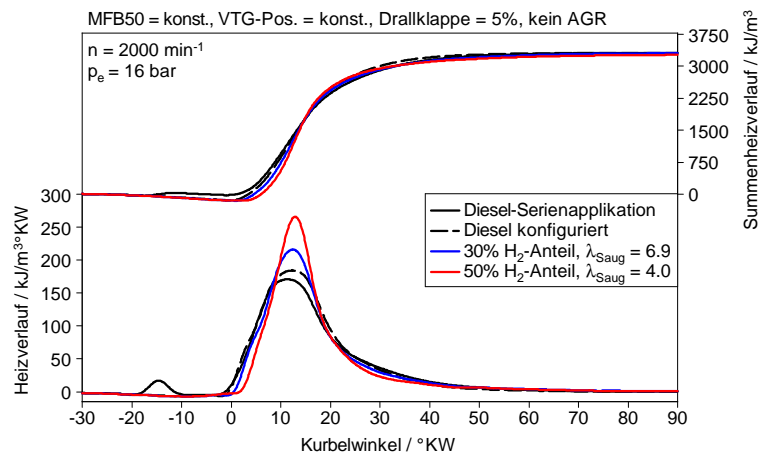


Abbildung 6.12: Einfluss des Wasserstoffanteils auf die Verbrennung bei hoher Last und erhöhtem Ladedruck ($p_{21} = 1.5 \text{ bar}$)

Wie angesprochen, ist die H₂-Zugabe bei hohen Lasten durch die Frühzündungspro-

blematik limitiert. Um dennoch möglichst hohe Substitutionsraten zu realisieren, ist ein Anheben des Ladedruckes notwendig. Bis zum Erreichen eines geeigneten Luftverhältnisses λ_{Saug} kann mehr Wasserstoff eingedüst und demnach substituiert werden. Trotz dieser Maßnahme sind oft nur geringe Substitutionsraten erreichbar. Auch eine Abgasrückführung ist bei hohen Lasten demnach nicht möglich. Bei 2000 min^{-1} lag die maximal untersuchte Last bei 16 bar effektivem Mitteldruck, sprich 80 kW. Zu erklären ist dieser vergleichsweise niedrige Mitteldruck (Anm.: der Versuchsmotor schafft bei dieser Drehzahl 22 bar) durch die hohen Spitzendrücke der Frühzündungen, die bis zu 195 bar betragen. Um eine Triebwerksschädigung zu vermeiden, wurden keine Untersuchungen bei noch höheren Lasten durchgeführt.

Zusammenfassung der Erkenntnisse

Im Allgemeinen stellt sich das gleiche Verhalten wie bei mittleren Lasten ein, mit dem großen Nachteil, dass die maximal darstellbaren Wasserstoffanteile erheblich durch Frühzündungen begrenzt sind. Eine Steigerung des Ladedruckes führt zumindest zu einer Verzögerung dieser Verbrennungsanomalien, sodass etwas höhere energetische H_2 -Anteile darstellbar sind. Wie oben beschrieben, ist auch die maximal erreichbare Last durch die hohen Spitzendrücke der Frühzündungen limitiert, wodurch sich weitere Einschränkungen ergeben.

Die Zugabe von AGR ist ebenso wenig möglich, da in diesem Falle nicht nur weitere Frühzündungen auftreten würden, sondern auch die Gefahr von Rückzündungen im Saugrohr stark ansteigt. Folglich sind auch die Stickoxidemissionen weit über den Serienwerten des Dieselmotors.

6.5.4 Verhalten bei unterschiedlichen Drehzahlen

Die bisherigen Versuche wurden allesamt bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} durchgeführt. Um zu sehen, ob die Ergebnisse auch bei anderen Drehzahlen ihre Gültigkeit behalten, wurden weitere Untersuchungen angestellt.

Niedrige Drehzahlen

Für die vorgeschriebenen Fahrzyklen (z.B. NEDC, FTP-75) sind Punkte geringer Leistung von großem Interesse. Daher wurden Untersuchungen bei 1250 min^{-1} und 2 bar effektivem Mitteldruck durchgeführt. Es zeigt sich genau das gleiche Verhalten, das bereits in Kapitel 6.5.2 erörtert wurde. Die Serienwerte des Dieselmotors werden auch ohne Abgasrückführung erreicht, im AGR-Betrieb aber deutlich verbessert. Auch hier ist die Reduzierung des Luftverhältnisses als wichtigste Maßnahme für eine akzeptable Verbrennung zu nennen.

Höhere Drehzahlen

Bei einer Drehzahl von 4000 min⁻¹ sollte die maximal darstellbare Leistung untersucht werden. Aufgrund der Erfahrungen mit Frühzündungen wurde ein effektiver Mitteldruck von 8 bar eingestellt, was einem regulären Spitzendruck von ungefähr 120 bar entspricht. Aus bereits getätigten Untersuchungen war bekannt, dass diese Spitzendrücke im Falle von Frühzündungen auf bis zu knapp 200 bar anwachsen können, weshalb der effektive Mitteldruck nicht weiter erhöht wurde.

Die Ergebnisse spiegeln das Verhalten bei höheren Lasten aus Kapitel 6.5.3 wider. Eine Erhöhung des Ladedruckes ist erforderlich, um die Frühzündungsgrenze zu erweitern. Auch zeigt sich das bereits bekannte entgegengesetzte Verhalten von Wirkungsgrad und Brenndauer. Zu Beginn der Wasserstoffbeimengung steigt die Brenndauer bei sinkendem Wirkungsgrad, bei sinkendem Luftverhältnis λ_{Saug} stellt sich schließlich der umgekehrte Effekt ein.

Besondere Beachtung verdienen die Stickoxidemissionen die mit zunehmendem H₂-Anteil stark abnehmen und den Serienwert des Dieselmotors unterbieten. Neben dem aus [6] bekannten Effekt der geringen Stickoxidemissionen bei Wasserstoffverbrennung mit hohem Luftüberschuss ist hier auf den automatisch applizierten Raildruck zu achten, der verglichen mit dem Serienwert, bei 65% H₂-Anteil halbiert wurde. Dies erklärt auch die leicht ansteigenden Kohlenwasserstoffemissionen mit zunehmendem H₂-Anteil.

Der energetische Wasserstoffanteil ist auch hier durch das Auftreten von Frühzündungen begrenzt.

6.5.5 Potenzial einer Drehzahlerweiterung

Die Grenzdrehzahl konventioneller Dieselmotoren ist durch deren lange Zündverzugszeit und die langsame Verbrennung relativ gering. Aus den vorangegangenen Untersuchungen war bekannt, dass die Brenndauer bei Wasserstoffbeimengung deutlich reduziert werden kann und das Potenzial für eine Drehzahlerweiterung möglicherweise gegeben ist. Bei 4800 min⁻¹ und 7 bar effektivem Mitteldruck wurde schließlich eine Steigerung des energetischen Wasserstoffanteils durchgeführt ¹.

Um Frühzündungen soweit wie möglich zu umgehen, ist der Ladedruck entsprechend anzuheben, wodurch sich im reinen Dieselbetrieb Nachteile im Ladungswechsel ergeben, was im Wirkungsgrad ersichtlich wird. Zunächst stellt sich das bereits bekannte Verhalten mit zuerst steigender und anschließend fallender Brenndauer ein, der Wirkungsgrad zeigt ein konträres Verhalten. Auch die Stickoxide zeigen den altbekannten Verlauf, die Gründe dafür wurden in den vorangegangenen Unterkapiteln erläutert.

In Abbildung 6.13 ist die sinkende Brenndauer bei 40% bzw. 50% energetischem Wasserstoffanteil im Vergleich zum Dieselbetrieb bei gleicher Konfiguration zu sehen.

¹Der effektive Mitteldruck wurde aus dem gleichen Grund, wie in Kapitel 6.5.4 erörtert, nicht weiter erhöht.

Aus der Injektorbestromung als äquivalente Größe für den Dieseleinspritzbeginn ist der annähernd konstante Zündverzug bei diesen H₂-Anteilen zu erkennen.

Bei weiterer Steigerung der Wasserstoffmenge stellt sich bei der vorliegenden Konfiguration aber ein Verhalten ein, dass bis jetzt noch nie beobachtet wurde: Der Zündverzug wird kürzer und es kommt zu einer geringfügig verlängerten Brenndauer.

Auch wird die Verschleppung, die bis jetzt bei steigenden Wasserstoffanteilen geringer wurde, wieder länger, was Spekulationen über eine teilweise Selbstentflammung des Wasserstoffs zulässt. Ein Blick auf die Verläufe bei 63% Wasserstoffanteil bestärkt diesen Verdacht, da es bereits vor Injektorbestromung zu einem auffallenden Anstieg im Heizverlauf kommt. Die Vermutung der Selbstentflammung wird durch die deutlich verschleppte Verbrennung verstärkt, die wahrscheinlich dieselbedingt ist.

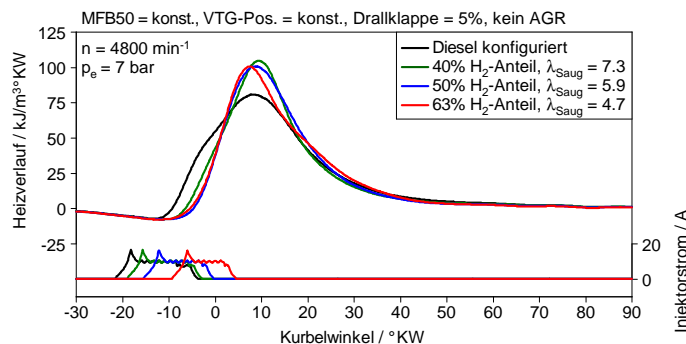


Abbildung 6.13: Verbrennungseinfluss des Wasserstoffes und mögliche Selbstzündung bei maximal darstellbarer Drehzahl

Eine weitere Steigerung des Wasserstoffanteils zur Untermauerung dieser Theorie war aufgrund der Frühzündungsproblematik nicht möglich. Hinweise auf eine teilweise Selbstentflammung des Wasserstoffs, bei der zuerst der Wasserstoff verbrennt und erst dann die Dieselverbrennung erfolgt, sind bei der dargestellten Konfiguration auf alle Fälle gegeben. In Abbildung 6.14 ist die steigende Brenndauer durch die vermutete Dieselverschleppung zu erkennen, der Wirkungsgrad nimmt dementsprechend wieder ab. Bei steigender Brenndauer steigt die Abgasenthalpie derart an, dass sich bei konstanter VTG-Position ein höherer Ladedruck einstellt und die angesaugte Luftmasse annähernd konstant bleibt.

Im Allgemeinen ist ein Potenzial zur Drehzahlerweiterung also gegeben. Inwiefern sich das beginnende Selbstzündungsphänomen bei höheren energetischen Wasserstoffanteilen auswirken würde, kann durch das Auftreten von Frühzündungen allerdings nicht geklärt werden. Eine Verringerung des Verdichtungsverhältnisses würde aufgrund der sinkenden Spitzentemperaturen vermutlich Abhilfe schaffen. Verglichen mit dem Dieselerienapplikationsstand ist auch bei beginnender Selbstzündung eine deutlich verkürzte Brenndauer zu erkennen, wodurch die Möglichkeit einer Drehzahlerweiterung im Allgemeinen gegeben ist.

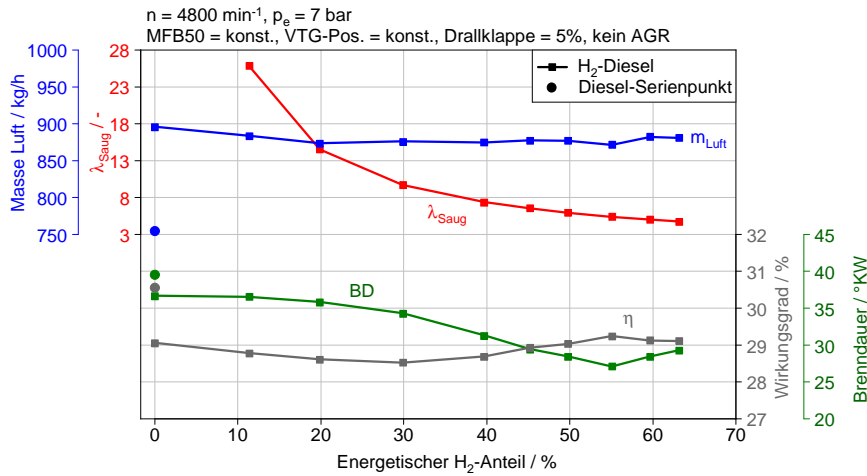


Abbildung 6.14: Veränderung von Luftmasse, Wirkungsgrad und Brenndauer bei maximaler Drehzahl und Steigerung des energetischen H₂-Anteils

6.5.6 Frühzündungsproblematik

Der energetische Wasserstoffanteil ist bei höheren Lasten in der Regel durch Frühzündungen begrenzt. Bei Erhöhung des Ladedrucks können diese Verbrennungsanomalien zu höheren Wasserstoffanteilen hin verschoben werden, da das Luftverhältnis des angesaugten Gemisches deutlich höher ist. Der maximale darstellbare H₂-Anteil liegt im mittleren Lastbereich bei Luftverhältnissen $\lambda_{\text{Saug}} \approx 3$, bei höheren Lasten sogar noch darüber. In Tabelle 6.2 sind die maximal darstellbaren energetischen Wasserstoffanteile der untersuchten Betriebspunkte aufgelistet. Beim Auftreten von Frühzündungen nimmt der Coefficient of Variation entsprechend den zyklischen Schwankungen im Brennraum deutlich zu, zu sehen in Abbildung 6.15.

Tabelle 6.2: Darstellbarer H₂-Anteil

n min ⁻¹	p_e bar	H ₂ -Anteil %
2000	10	75
2000	14	55
2000	16	55
4000	8	65
4800	7	63

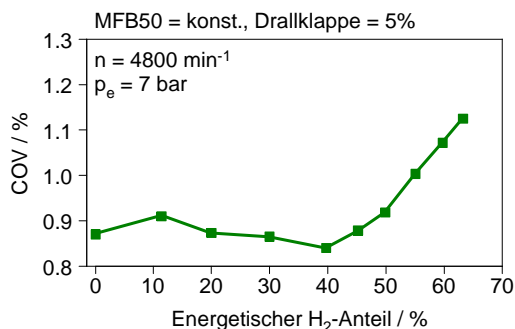


Abbildung 6.15: Steigen der zylinderbezogenen Varianz

Aufgrund der geringen Zündenergie des Wasserstoffs können heiße Stellen im Brennraum ausreichen, um das komprimierte Gemisch bereits vor der regulären Zündung zu entflammen. Als Beispiele für solche heißen Stellen wären Auslassventile oder Einspritzdüse zu nennen. Eine weitere mögliche Ursache für die frühzeitige Entflammung sind verbleibende Radikale im Totvolumen der Einspritzdüse. Sobald Temperatur und Druck groß genug sind, reagieren diese selbstständig mit dem Sauerstoff im Brennraum und sorgen somit für eine frühzeitige Entflammung des Gemisches [1, 9].

Wie in Abbildung 6.16 dargestellt, treten zuerst mehrere kleine Verbrennungsanomalien auf, die aber noch durch die Energie des Dieselstrahles entzündet werden. Erst wenn die Temperaturen im Brennraum deutlich gestiegen sind, kommt es zu den wahren Frühzündungen, die eine große Gefahr für das Triebwerk darstellen, da sie zu extrem hohen Spitzendrücken aufweisen und zum Anderen, weil sie den Großteil des Brennstoffs oft schon vor dem oberen Totpunkt umsetzen.

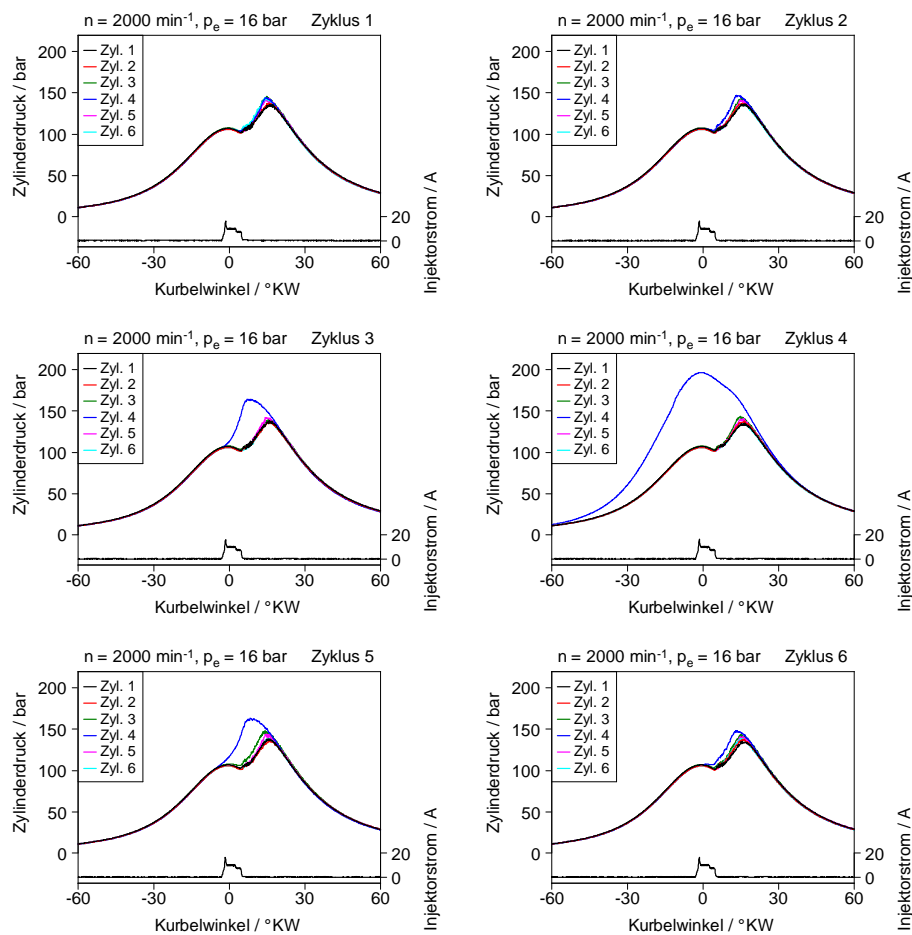


Abbildung 6.16: Zylinderdruckverläufe beim Auftreten von Frühzündungen

6.5.7 Lastschnitt

Bei 2000 min⁻¹ wurden die untersuchten Lastpunkte dahingehend optimiert, die Serienwerte des Dieselmotors hinsichtlich Wirkungsgrad, NO_x- und Rußemissionen bei größtmöglicher CO₂-Ersparnis zu erreichen. Im Folgenden wird nun etwas näher auf die erreichten Bestpunkte eingegangen.

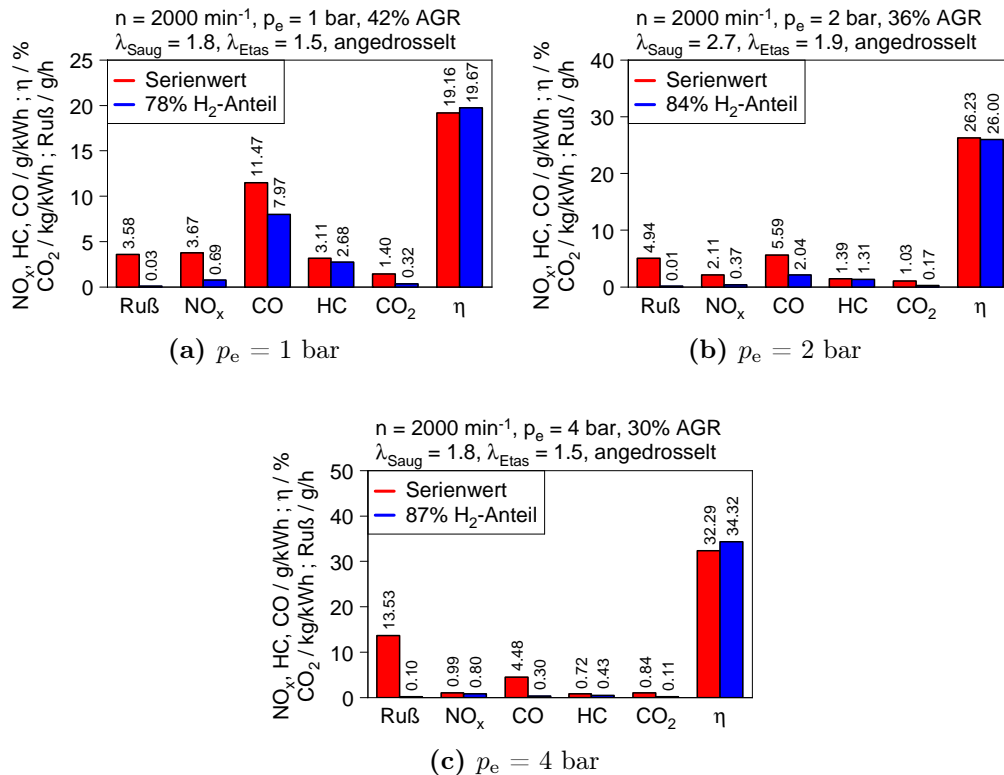


Abbildung 6.17: Erreichte Optima bei niedrigen Lasten

Im niedrigen Lastbereich ist durch das hohe globale Luftverhältnis λ_{Etas} und die folglich niedrigen Temperaturen kein Auftreten von Frühzündungen zu beobachten. Demnach können hohe Abgasrückführaten bei gleichzeitig großen Wasserstoffanteilen realisiert werden. Erzielt werden diese allerdings nur unter Betätigung der Drosselklappe, bei gleichzeitig weit geschlossenen Leitschaufeln der Turbine. Auftretende Drosselverluste werden durch die bessere Verbrennung bei zunehmend geringeren Luftverhältnissen überkompensiert und es kommt zu einer Steigerung des Wirkungsgrades im AGR-Betrieb.

Der energetische Wasserstoffanteil ist in der Regel nur durch die minimal notwendige Dieseleinspritzmenge limitiert, die größtmögliche Substitutionsrate im untersten

Lastbereich ist folglich etwas niedriger. Durch die kohlenstoffarme Verbrennung ist die Rußbildung, bei gleichzeitig extrem niedrigen NO_x -Emissionen, an der Nachweisgrenze. Bei niedrigen Lastpunkten weist die Wasserstoffdieselverbrennung also deutliche Vorteile gegenüber der reinen Dieselverbrennung auf, ersichtlich in Abbildung 6.17.

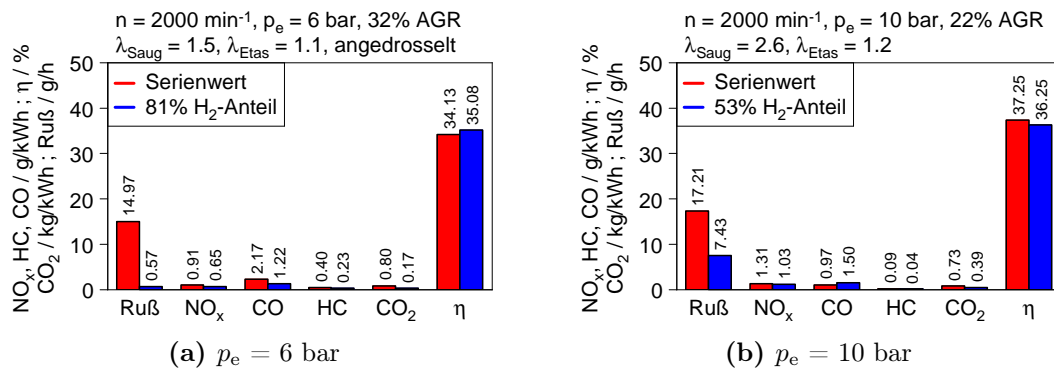


Abbildung 6.18: Erreichte Optima im mittleren Lastbereich

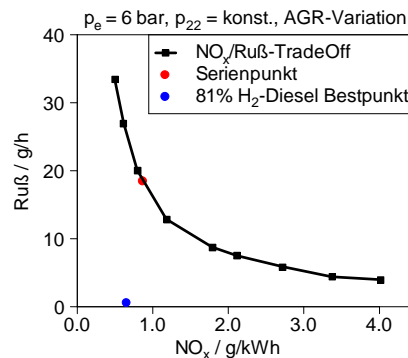


Abbildung 6.19: NO_x /Ruß-TradeOff bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 6 \text{ bar}$

Bei mittleren Lasten ist der Ladedruck so weit wie möglich anzuheben. Zum Einen, um das Auftreten von Frühzündungen hinauszuzögern, und andererseits, um das für die Abgasrückführung nötige negative Spülgefälle gewährleisten zu können. Bei steigenden Substitutionsraten, sprich sinkendem λ_{Saug} , wird die Verbrennung zunehmend schneller, sodass immer höhere Abgasrückführungen notwendig sind, um die Stickoxidemissionen des Serienmotors zu unterbieten. Hohe AGR-Raten sind aber durch die zunehmenden zyklischen Schwankungen nur schwer darstellbar. Des Weiteren wird infolge des sinkenden λ_{Saug} die Entstehung von Frühzündungen begünstigt, was die Darstellbarkeit hoher AGR-Raten zusätzlich erschwert. Abhilfe bietet hier eine Reduzierung des energetischen Wasserstoffanteils, bei der es aber aufgrund der höheren

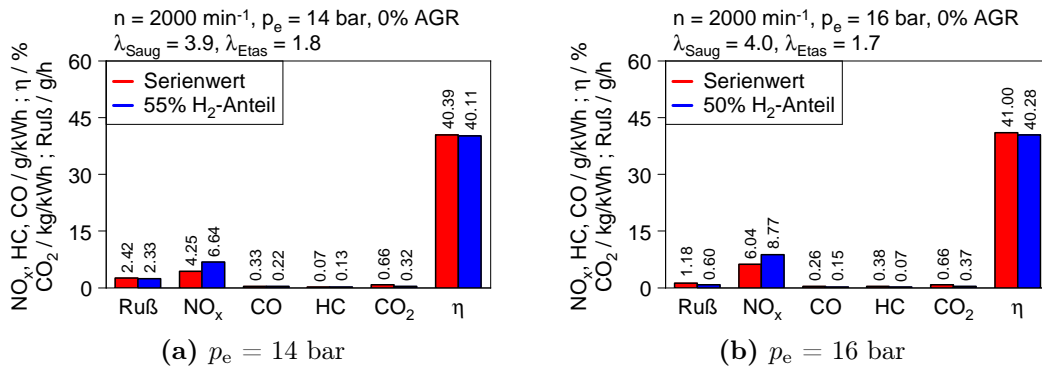


Abbildung 6.20: Erreichte Optima im hohen Lastbereich

Dieseleinspritzmenge zu verstärkter Rußbildung kommt. Besonders ausgeprägt ist dieser Effekt bei 10 bar effektivem Mitteldruck, siehe Abbildung 6.18b. Der maximal darstellbare Wasserstoffanteil ist hier auch ohne AGR-Zugabe auf 75% beschränkt. Durch den höheren energetischen Wasserstoffanteil bei $p_e = 6$ bar, ist eine Einhaltung der Stickoxidemissionen bei gleichzeitig extrem geringer Rußbildung möglich, dargestellt im NO_x/Ruß-TradeOff in Abbildung 6.19.

Bei hohen Lasten ist die maximal darstellbare H₂-Menge durch das Auftreten von Frühzündungen stark begrenzt und eine AGR-Zugabe ist nicht möglich. Die Stickoxidemissionen liegen dementsprechend über dem Niveau des Dieselmotors, ersichtlich in Abbildung 6.20.

Die erreichten Bestpunkte sind in Abbildung 6.21 übersichtlich aufgelistet.

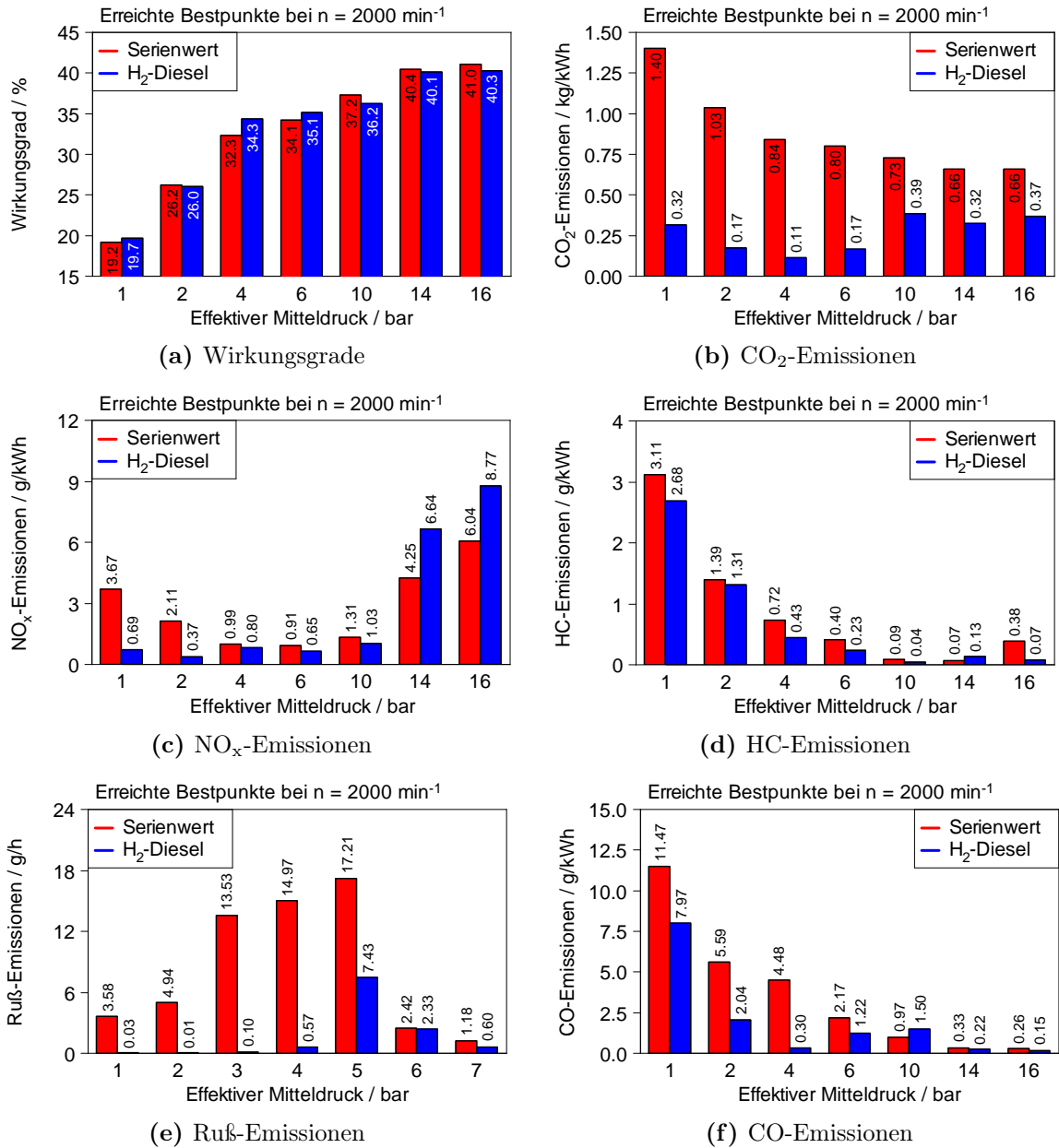


Abbildung 6.21: Übersicht der erreichten Bestpunkte bei 2000 min⁻¹

6.6 Ergebnisse der CH₄-Dieselverbrennung

Analog zur Wasserstoff-Diesel-Simultanverbrennung wird auch hier zunächst das Verhalten bei verschiedenen Lastpunkten und steigendem Methananteil erörtert. Ebenso wird die Wirkung der Abgasrückführung beschrieben, anschließend werden die erreichten Bestpunkte in einem Lastschnitt dargestellt.

Das Auftreten von Frühzündungen ist bei Methan unter anderem aufgrund der höheren Mindestzündenergie nicht zu beobachten, weshalb auch bei höheren Lasten höchste Substitutionsraten und demzufolge minimale Dieseleinspritzmengen realisiert werden können.

6.6.1 Verhalten bei mittleren Lasten

Betriebsverhalten bei Methanbeimengung

Die im Vergleich zu Wasserstoff deutlich kleinere magere Zündgrenze von Methan macht eine Beimengung bei hohen Luftverhältnissen unökonomisch. Im Brennraum verbrennt bei diesen λ_{Saug} vermutlich nur jener Teil des Methans, der sich in der Nähe des Dieselstrahls befindet, da das lokale Luftverhältnis dort deutlich geringer ist. Ein großer Teil des Methans, insbesondere der sich im Quetschspalt befindende Anteil, wird unverbrannt ins Abgas geschoben, die gemessenen Methanemissionen im Rohabgas sind entsprechend hoch.

Aus Abbildung 6.22 ist zu erkennen, dass es bereits bei einem energetischen Methananteil von 50% zu einer deutlichen Verschleppung der Verbrennung kommt. Solange die globalen Zündgrenzen des Methans noch nicht erreicht sind, kommt es also mit steigendem CH₄-Anteil zu einer immer schlechteren Verbrennung mit einer deutlich längeren Brenndauer. Erkennbar ist dies an der roten Linie in Abbildung 6.22, bei der trotz maximal darstellbarem Methananteil, sprich minimaler Dieseleinspritzmenge, die Verbrennung extrem langsam abläuft, da das Luftverhältnis des angesaugten Gemisches für eine akzeptable Methanverbrennung immer noch zu hoch ist.

Durch das hohe λ_{Saug} werden mit steigendem CH₄-Anteil auch die Methanemissionen immer höher. Dies ist insbesondere als kritisch einzustufen, da Methan ein sehr stabiles Molekül ist und sich eine Abgasnachbehandlung als entsprechend schwierig erweist. Zudem ist Methan ein Treibhausgas, das mit einem CO₂-Äquivalent von 21 für die Erderwärmung von besonderer Bedeutung ist [13].

In Abbildung 6.23 ist der Anstieg der CH₄-Emissionen ersichtlich, einhergehend mit einem immer schlechter werdenden Wirkungsgrad. Dieser ist zum Einen auf das unverbrannte Methan im Abgas zurückzuführen und andererseits auf die immer schlechtere und längere Verbrennung. Bei hohen energetischen Anteilen bleibt der Wirkungsgrad infolge der kürzeren Brenndauer und dem sinkenden λ_{Saug} annähernd konstant.

Die Rußemissionen befinden sich bereits bei reinem Dieselbetrieb an der Nachweisgrenze, folglich tritt auch bei zunehmend vorgemischter Verbrennung keine Rußbil-

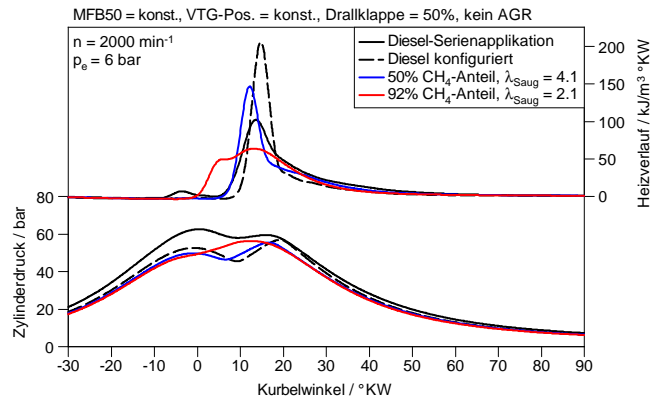


Abbildung 6.22: Einfluss des CH₄-Anteils auf die Verbrennung

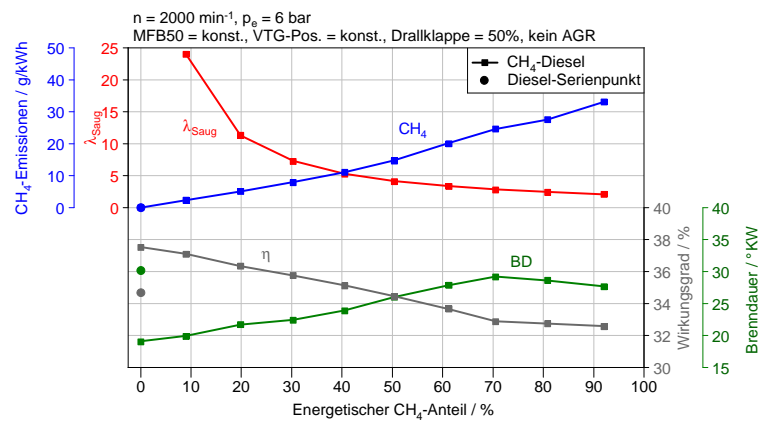


Abbildung 6.23: Veränderung von CH₄-Emissionen, Wirkungsgrad und Brenndauer bei Steigerung des energetischen CH₄-Anteils bei vorgegebenen Rahmenbedingungen

dung auf. Durch den mit steigendem CH₄-Anteil ausbleibenden Verbrennungsstoß, der schlechteren Verbrennung mit geringeren Spitzentemperaturen, und vermutlich auch aufgrund des sinkenden Deseinspritzdruckes, kommt es zu einem Absinken der Stickoxidemissionen, die aber trotz allem über dem Wert des Serienmotors liegen, da dieser mit AGR arbeitet, siehe Abbildung 6.24. Des Weiteren werden die Geräuschemissionen aufgrund des ausbleibenden Verbrennungsstoßes deutlich reduziert.

Ein Schließen der Drallklappe führt zu kürzeren Brenndauern und höheren NO_x-Emissionen. Auch der Wirkungsgrad ist durch die höheren Wandwärmeverluste schlechter. Die CH₄-Emissionen bleiben hingegen konstant, was darauf hindeutet, dass eine Betätigung der Drallklappe auf das Methan nur geringe Auswirkung hat.

Ein Blick auf den Serienwirkungsgrad des Dieselmotors zeigt, dass der Wirkungsgrad im Simultanbetrieb trotz höherer NO_x-Emissionen unter Erstgenanntem liegt. Zusätzlich bereiten die bereits erwähnten, hohen CH₄-Emissionen Schwierigkeiten bei

der Abgasnachbehandlung. Auch die Kohlenmonoxidemissionen steigen mit zunehmendem CH₄-Anteil an. Bei hohen energetischen Anteilen ist diesbezüglich allerdings ein leichtes Absinken bemerkbar, was Grund zu der Annahme gibt, dass sich die Verbrennung bei weiter sinkenden Luftverhältnissen wieder verbessert.

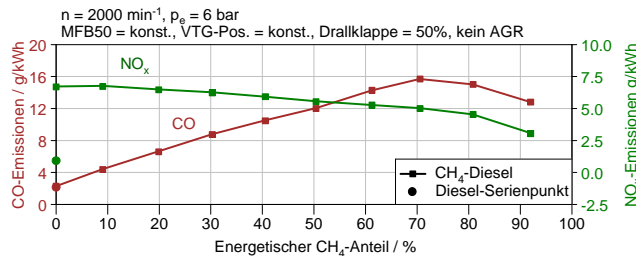


Abbildung 6.24: Einfluss des CH₄-Anteils auf die Emissionen

Absenkung des Luftverhältnisses des angesaugten Gemisches

Da trotz höchster energetischer CH₄-Anteile das Luftverhältnis des angesaugten Gemisches für eine akzeptable Verbrennung zu groß ist, wurde im nächsten Schritt eine Absenkung des Luftverhältnisses λ_{Saug} untersucht. Bei konstantem energetischem Methananteil wurde unter Zuhilfenahme der Drosselklappe die angesaugte Luftmenge deutlich abgesenkt. Je kleiner das Luftverhältnis λ_{Saug} wird, desto schneller und symmetrischer wird die Verbrennung, was auch an den in Abbildung 6.25 dargestellten Heizverläufen ersichtlich ist. Die Betätigung der Drosselklappe hat also auch im Methan-Diesel-Simultanbetrieb einen durchwegs positiven Einfluss auf die Verbrennung.

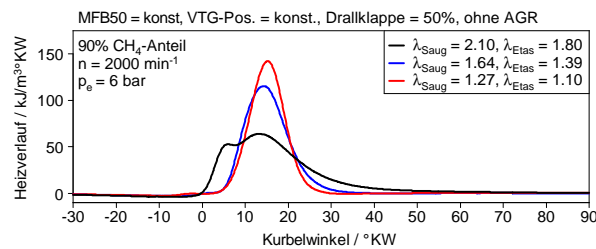


Abbildung 6.25: Verbesserung der Verbrennung bei konstantem CH₄-Anteil infolge des sinkenden Luftverhältnisses λ_{Saug}

Infolge des sinkenden Luftverhältnisses wird die Flammengeschwindigkeit immer größer, wodurch auch das Methan-Luft-Gemisch im Quetschspalt in angemessener Zeit entzündet und verbrannt wird, und deutlich sinkende CH₄-Emissionen im Abgas feststellbar sind. Die maximal möglichen CH₄-Anteile sind nur durch die minimal notwendige Dieseleinspritzmenge (1,4 mg/Hub) begrenzt, was nicht nur maximale CO₂-

Ersparnis mit sich bringt, sondern auch einen richtigen Zündstrahlbetrieb ermöglicht. Der Unterschied zu einer konventionellen ottomotorischen Verbrennung besteht hier lediglich in der Bereitstellung der Zündenergie, weshalb die Verbrennung auch dementsprechend symmetrisch abläuft.

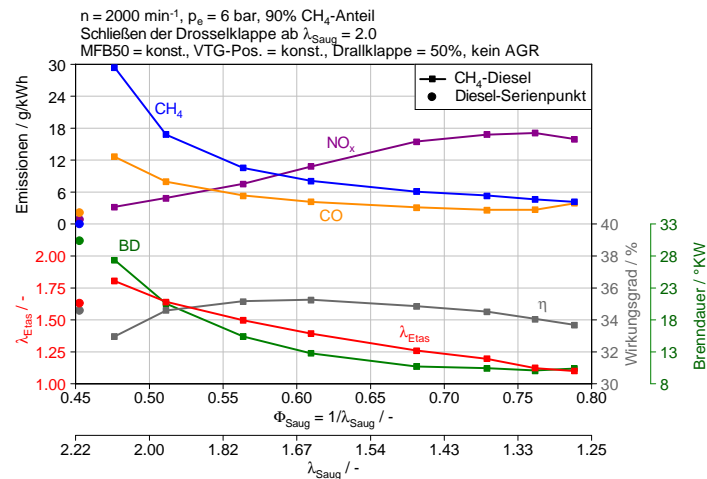


Abbildung 6.26: Veränderung von Emissionen, Wirkungsgrad, λ_{Etas} und Brenndauer bei Absenkung von λ_{Saug}

Mit zunehmender Androsselung wird die Verbrennung deutlich kürzer und schneller, wodurch der Wirkungsgrad zunächst signifikant steigt, ersichtlich in Abbildung 6.26. Erst bei starker Androsselung steigen die Ladungswechselverluste derart an, dass es zu einem Absinken des Wirkungsgrades kommt. Des Weiteren nehmen die Wandwärmeverluste zu, was ebenfalls zu einer Verringerung des Wirkungsgrades beiträgt. Erstere steigen zum Einen durch die allmählich kürzere Brenndauer, zum Anderen aufgrund der immer heißeren Verbrennung, erkennbar am Sinken des globalen Luftverhältnisses λ_{Etas} und an der hier nicht dargestellten höheren Wärmeabgabe an das Kühlmittel. Ebenfalls positiven Einfluss auf den Wirkungsgrad haben die deutlich niedrigeren CH_4 -Emissionen. Wie bereits erwähnt, sinken diese durch die höhere Flammgeschwindigkeit infolge der niedrigeren Luftverhältnisse, wodurch das Gemisch offensichtlich zunehmend vollständiger verbrennt.

Die zunehmend heißere Verbrennung führt zu einem starken Anstieg der NO_x -Emissionen, die um den Faktor 2 über den Stickoxiden des Dieselmotors mit gleicher Konfiguration liegen. Auch die CO-Emissionen nehmen mit sinkendem Luftverhältnis stark ab, da die Kraftstoffteilchen mit steigendem Temperaturniveau allmählich vollständig aufoxidiert werden. Infolge der vorgemischten Verbrennung befinden sich die Rußemissionen an der Nachweisgrenze. Da das unverbrannte Methan bei den HC-Emissionen mitgemessen wird, sind Letztgenannte extrem hoch.

Der Coefficient of Variation nimmt mit sinkendem Luftverhältnis stark ab, was auf die deutlich stabilere und bessere Verbrennung zurückzuführen ist. Die Geräusche-

missionen nehmen hingegen infolge der schnelleren Verbrennung zu und befinden sich annähernd auf dem Serienniveau des Dieselmotors.

Die NO_x-, HC- und CO-Emissionen liegen deutlich über den Werten des Seriene Dieselmotors, der Wirkungsgrad ist im Vergleich zum Serienwert bei niedrigen λ_{Saug} etwas geringer. Da es bei kleineren Luftverhältnissen des angesaugten Gemisches zu einer deutlich günstigeren Verbrennung kommt, ist die Vermutung einer positiven Auswirkung der Abgasrückführung auf die Verbrennung gegeben.

Eine weitere Androsselung ist in der vorliegenden Konfiguration durch das extrem niedrige λ_{Etas} nicht sinnvoll, da es bereits zu einer Verschlechterung der Verbrennung kommt. Erkennbar ist dies an den steigenden CO-Emissionen, der geringfügig längeren Brenndauer, sowie an der hier nicht dargestellten beginnenden Rußbildung und an der Zunahme des COV's.

Der Einfluss der Drallklappe bei niedrigem Luftverhältnis und hohem CH₄-Anteil ist in Abbildung 6.27 ersichtlich. Die höheren Ladungswechselverluste infolge der Drosselwirkung sowie die steigenden Wandwärmeverluste durch die schnellere Verbrennung führen zu niedrigeren Wirkungsgraden bei zunehmendem Schließen der Drallklappe. Ebenso sinken die CH₄-Emissionen aufgrund der schnelleren Verbrennung, die Stickoxidemissionen steigen allerdings stark an. Ein Schließen der Drallklappe ist bei niedrigen Luftverhältnissen demzufolge trotz der niedrigeren CH₄-Emissionen nicht zu empfehlen.

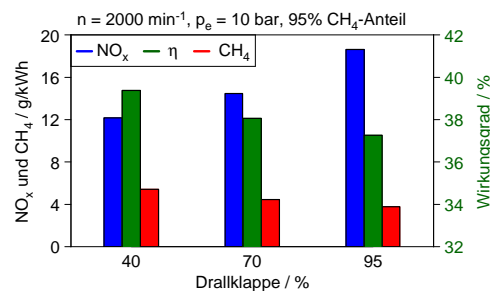


Abbildung 6.27: Einfluss der Drallklappe auf Wirkungsgrad, NO_x- und CH₄-Emissionen

Einflüsse der Abgasrückführung

Das sinkende Luftverhältnis bei Abgasrückführung führt bei hohen energetischen Methananteilen zu einer wesentlich besseren Verbrennung. Nachdem die magere Zündgrenze des Methans unterschritten ist, wird die Flammengeschwindigkeit immer höher, bis sie schließlich ausreicht um auch das Gemisch im Quetschspalt des Brennraums in respektabler Zeit zu erfassen. Bei hohen AGR-Raten ist demnach ein immer mehr symmetrischer, ottomotorischer Heizverlauf zu beobachten, einhergehend mit einer kontinuierlich sinkenden Brenndauer, ersichtlich in Abbildung 6.28. Bei niedrigeren ener-

getischen CH_4 -Anteilen ist bei der Verbrennung, hier nicht dargestellt, der typische Verbrennungsstoß des Dieselmotors zu erkennen, der auf die größere Einspritzmenge des konventionellen Kraftstoffes zurückzuführen ist. Auch bei hohen Abgasrückführaten bleibt dieser bei niedrigen energetischen Anteilen erhalten, wird aber infolge der AGR-Wirkung etwas reduziert.

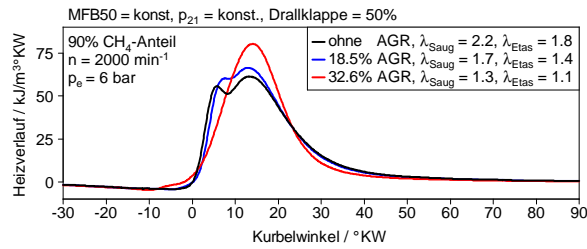


Abbildung 6.28: Verkürzung der Brenndauer durch AGR-Zugabe bei 90% CH_4 -Anteil

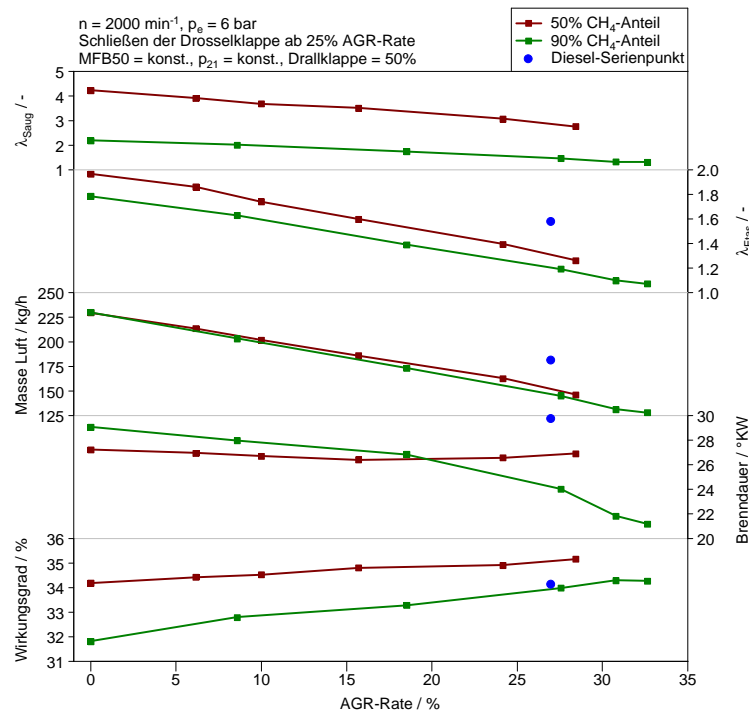


Abbildung 6.29: Einfluss der Abgasrückführung auf das Verbrennungsverhalten bei konstantem CH_4 -Anteil

Aus Abbildung 6.29 ist das deutlich höhere Luftverhältnis des angesaugten Gemisches bei 50% energetischem CH_4 -Anteil zu erkennen.

Wie bereits erwähnt, sinkt die Brenndauer bei hohen Methananteilen mit steigender AGR-Rate, da es durch die sinkende Luftmasse zu immer günstigeren Verbrennungs-

bedingungen kommt und das Gemisch vollständiger verbrennt. Ersichtlich ist dies auch an den CH₄-Emissionen in Abbildung 6.30, die im Vergleich zum AGR-freien Betrieb halbiert werden. Gemessen an der in Abbildung 6.26 erreichten Reduktion der Methanemissionen, befinden sich Letztere aber um den Faktor 4 darüber, was durch die langsamere Verbrennung, verglichen mit der Brenndauer bei gleichen Luftverhältnissen des angesaugten Gemisches, aber ohne Abgasrückführung, zu erklären ist.

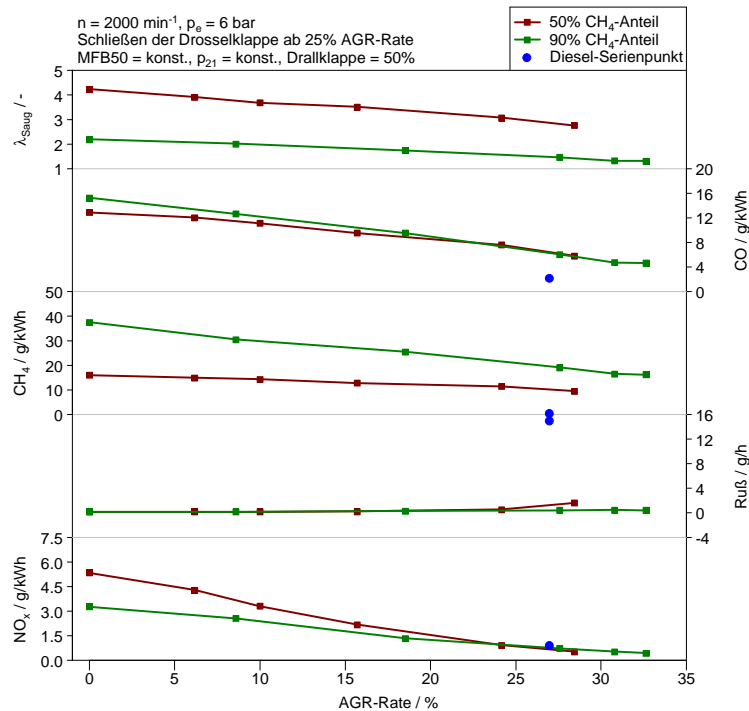


Abbildung 6.30: Einfluss der Abgasrückführung auf die Emissionen bei unterschiedlichen CH₄-Anteilen

Wie bei der Wasserstoff-Dieselerverbrennung ist die Zugabe von AGR also auch hier ein Zusammenspiel der zwei konträr wirkenden Effekte Verbrennungsverlangsamung durch AGR und schnellerer Verbrennung aufgrund des dabei sinkenden Luftverhältnisses. Die Brenndauer wird bei hohen CH₄-Anteilen zwar merklich kürzer, infolge der AGR-Wirkung aber nicht derart schnell, wie dies bei gleichen Luftverhältnissen, ohne Abgasrückführung, der Fall ist. Die deutlich sinkenden Methanemissionen und die immer kürzere Brenndauer führen zu einer Verbesserung des Wirkungsgrades. Die Betätigung der Drallklappe hat bei gleichbleibenden CH₄-Emissionen auch hier negative Auswirkungen auf Wirkungsgrad und Stickoxidemissionen, ein Schließen ist folglich nicht zu empfehlen.

Bei niedrigeren Substitutionsraten bleibt die Brenndauer bei AGR-Zugabe annähernd konstant. Die globalen Zündgrenzen des homogen vorliegenden Methan-Luftgemisches sind noch nicht erreicht, mit zunehmender AGR-Rate werden die lokalen Zündgrenzen, insbesondere in der Nähe der Dieseleinspritzung, aber immer öfter unterschritten, wodurch sich auch hier eine Verbesserung des Wirkungsgrades ergibt. Bestätigt wird dies auch durch die leicht verringerten CH_4 -Emissionen. Im Vergleich zur 90%-Substitutionsrate sind die Methananteile im Abgas aber deutlich geringer. Es wird noch wesentlich mehr Diesel, und somit weniger CH_4 , in den Brennraum eingebracht, wodurch die lokalen Zündgrenzen des Gases in der Nähe des Einspritzstrahles des Öfteren unterschritten werden.

Die Verbrennung ist bei niedrigen energetischen CH_4 -Anteilen ähnlich dem konventionellen Dieselmotor, erkennbar auch an den deutlich höheren Geräuschemissionen im Vergleich zu jenen bei hohen Methananteilen, die Differenz beträgt fast 10 dB (!). Ebenfalls deutlich höher ist das Ausgangsniveau der NO_x -Emissionen. Die Wirkung der Abgasrückführung auf die Stickoxide ist aber aufgrund der höheren Dieseleinspritzmenge bei geringeren Substitutionsraten deutlich ausgeprägter, wodurch diese entsprechend stärker absinken. Die CO-Emissionen sind hingegen bei größeren energetischen CH_4 -Anteilen zunächst höher, sinken aber mit zunehmend besserer Verbrennung ab, sodass sie sich schließlich auf dem Niveau der Kohlenmonoxidemissionen bei niedrigen Methananteilen befinden, die ebenso etwas absinken.

Durch die dieselähnliche Verbrennung wird bei niedrigen Substitutionsraten das NO_x /Ruß-TradeOff sichtbar, wodurch es bei hohen AGR-Raten zu verstärkter Rußbildung kommt. Bei höheren energetischen CH_4 -Anteilen kommt es zu einer starken AGR-Ungleichverteilung der Zylinder, aufgrund derer eine stabile Verbrennung nicht mehr gewährleistet werden kann, siehe Abbildung 6.31.

Die Serienwerte des Dieselmotors werden hinsichtlich NO_x , Ruß und Wirkungsgrad bei Abgasrückführung eingehalten. Als problematisch sind allerdings die hohen CO- und insbesondere die CH_4 -Emissionen einzustufen. Durch das nötige AGR-Spülgefälle ist eine Absenkung des Ladedruckes, um eine Verkleinerung des Luftverhältnisses des angesaugten Gemisches zu erreichen, nicht möglich. Wenn das AGR-Ventil bereits weit geöffnet ist, ist für das Erreichen noch höherer Abgasrückführraten somit eine Androsselung erforderlich.

Zusammenfassung

Aufgrund der Abwesenheit von Verbrennungsanomalien bei Methan sind höchste Substitutionsraten darstellbar, die lediglich durch die minimal notwendige Dieseleinspritzmenge begrenzt sind. Die wesentlich geringeren Zündgrenzen im Vergleich zu Wasserstoff machen eine Verringerung des Luftverhältnisses des angesaugten Gemisches auch bei höchsten Methananteilen notwendig, um eine akzeptable Verbrennung mit brauchbaren Wirkungsgraden gewährleisten zu können. Die Reduzierung der angesaugten Luftmasse kann entweder durch massives Androsseln oder durch Zugabe von Abgas-

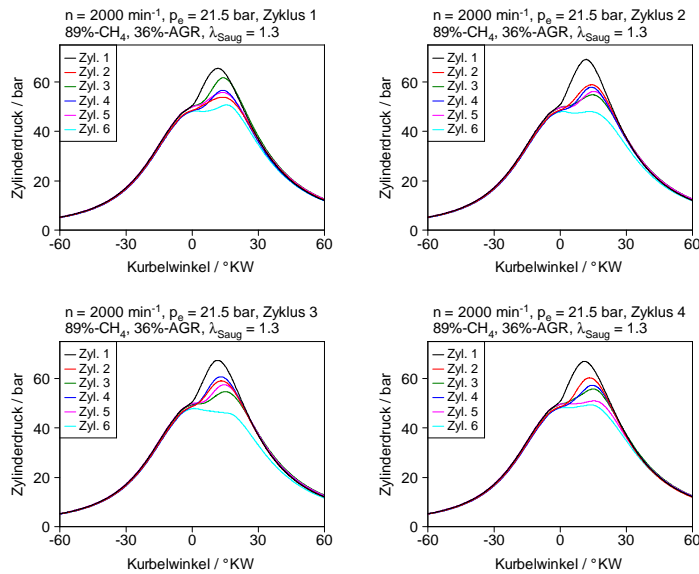


Abbildung 6.31: Zyklische Schwankungen bei hoher AGR-Rate

rückführung erfolgen. Letztere hat den Vorteil, dass auch die Stickoxidemissionen im Vergleich zum AGR-freien Betrieb mit Androsselung deutlich reduziert werden können und sich durch die geringeren Ladungswechselverluste höhere Wirkungsgrade ergeben. Die CH₄-Emissionen sind aber im Vergleich zum AGR-freien Betrieb bei gleichem Luftverhältnis aufgrund der langsameren Flammgeschwindigkeit deutlich höher.

Bei niedrigen Substitutionsraten ist der Einfluss des Diesels auf die Verbrennung deutlich zu spüren. Es verbrennt vermutlich nur jenes Methan, das sich in der Nähe des Dieseleinspritzstrahles befindet. Die Methanemissionen sind aufgrund der geringeren Substitutionsrate geringer, auch die Wirkungsgrade sind etwas besser, das dieselspezifische NO_x/Ruß-Tradeoff ist allerdings spürbar. Auch ist das CO₂-Einsparungspotenzial bei diesen Substitutionsraten erheblich geringer.

Die Serienwerte des Dieselmotors werden bei AGR-Zugabe hinsichtlich NO_x, Ruß und Wirkungsgrad sowohl bei niedrigen als auch bei hohen energetischen Methananteilen erreicht, die CH₄- und CO-Emissionen liegen aber ein bis zwei Größenordnungen über den Serienwerten. Durch eine innermotorische Reduktion dieser Emissionen, wäre nicht nur eine aufwendige Abgasnachbehandlung abwendbar, sondern auch eine weitere Wirkungsgradsteigerung möglich.

6.6.2 Verhalten bei niedrigen Lasten

Betriebsverhalten bei Methanbeimengung

Um bei niedrigen Lastpunkten eine bestimmte Substitutionsrate zu erhalten ist entsprechend wenig Energie zu ersetzen. Auch bei höchsten energetischen Methananteilen

ist das Luftverhältnis des angesaugten Gemisches λ_{Saug} im AGR-freien Betrieb demnach derart groß, dass die globalen CH_4 -Zündgrenzen nicht erreicht werden. Je mehr Methan eingedüst wird, desto schlechter wird die Verbrennung und desto mehr CH_4 wird unverbrannt ausgeschoben. Bei hohen CH_4 -Anteilen ($> 70\%$) wird der Messbereich des CH_4 -Analysators sogar überschritten, demnach muss die Konzentration im Abgas mehr als 1 Vol% betragen. Bereits bei 50% Substitutionsrate ist beinahe die Hälfte des eingedüsten Methans im Abgas wiederzufinden, wodurch sich die katastrophalen Wirkungsgrade erklären lassen, die bei höchsten Methananteilen, absolut gesehen, fast halbiert werden.

Auch eine Androsselung bringt im AGR-freien Betrieb nicht den gewünschten Erfolg, da höchste Substitutionsraten bei gleichzeitig starkem Androsseln erforderlich sind, um ein Luftverhältnis $\lambda_{\text{Saug}} < 2$ zu erreichen. Die Energie der Dieseleinspritzung reicht aber aufgrund der geringeren Ladung im Zylinder und der folglich niedrigeren Temperatur nicht mehr aus, um das Gemisch vollständig zu entzünden, wodurch sich eine extrem instabile Verbrennung einstellt. Bei geringeren Substitutionsraten ist zwar die Dieselmenge höher, das Luftverhältnis des angesaugten Gemisches allerdings ebenso, wodurch auch hier keine Möglichkeit besteht, Bereiche $\lambda_{\text{Saug}} < 2$ zu erreichen.

Die NO_x -Emissionen sind aufgrund der extrem schlechten Verbrennung sogar ohne Abgasrückführung auf Serienniveau, ebenso die Rußemissionen. Berücksichtigt man allerdings den beinahe doppelten Kraftstoffverbrauch und die Probleme bei der Abgasnachbehandlung, relativiert sich dieser zunächst positiv erscheinende Effekt.

Einflüsse der Abgasrückführung

Durch die Verkleinerung des Luftverhältnisses λ_{Saug} wird bei AGR-Zugabe eine Verbesserung der Verbrennung und des Wirkungsgrades erreicht. Um hohe Abgasrückführungen realisieren zu können, ist wiederum eine Betätigung der Drosselklappe sowie ein Schließen der Leitschaukeln der Abgasturbine erforderlich.

Bei hohen energetischen CH_4 -Anteilen kommt es bei gleichzeitigem Absinken der Stickoxidemissionen zu einer Verbesserung des Wirkungsgrades. Eine Verringerung der CH_4 -Anteile im Abgas ist zwar anzunehmen, kann aber messtechnisch nicht bestätigt werden, da die Volumenkonzentration über die gesamten Messungen größer als 1% ist. Bei höchsten Abgasrückführungen werden die globalen Zündgrenzen des Methans zwar unterschritten, aufgrund der immer längeren Zündverzugszeiten und der AGR-Ungleichverteilung ist die Verbrennung allerdings extrem instabil. Auch reicht die Dieseleinspritzmenge bei hohen Inertgasanteilen nicht mehr aus, um das Gemisch vollständig zu entzünden. Durch das homogen vorliegende Gas-Luft-Gemisch ist auch bei höchsten AGR-Raten keine Rußbildung zu beobachten. Der Wirkungsgrad liegt aber, obwohl stark verbessert, relativ gesehen über 30% unter dem Serienwirkungsgrad.

Um höhere Wirkungsgrade zu erreichen ist in weiterer Folge die Zugabe von AGR bei niedrigeren energetischen Methananteilen (50% CH_4) untersucht worden. Die CH_4 -

Emissionen sind bei diesen Substitutionsraten aufgrund der höheren Dieseleinspritzmenge geringer und die Wirkungsgrade entsprechend höher. Auch hier ist ein gezieltes Androsseln notwendig, um die teils extremen AGR-Raten (> 40%) realisieren zu können.

Ein Schließen der Drallklappe hat sowohl bei niedrigen als auch höheren Methananteilen aufgrund der verstärkten Ladungsbewegung durchaus positiven Einfluss auf die Verbrennung.

Die Emissionen an unverbranntem CH₄ werden mit steigendem Inertgasanteil aufgrund des sinkenden Luftverhältnisses λ_{Saug} fast halbiert, weil die lokalen Zündgrenzen immer öfter unterschritten werden und es zu einer besseren Verbrennung mit höheren Wirkungsgraden kommt. Ebenso kommt es, wie schon bei hohen energetischen Methananteilen, zu einem Absinken der CO-Emissionen. Auch die NO_x-Emissionen befinden sich bei hohen AGR-Raten weit unter dem Serienwert, ebenso die Rußemissionen, die trotz der höheren Dieselmenge an der Nachweisgrenze liegen.

Der Serienwirkungsgrad wird allerdings trotz dieser Maßnahme nicht erreicht. Je niedriger die Last ist, desto geringer wird auch die Substitutionsrate, sofern halbwegs akzeptable Wirkungsgrade realisiert werden sollen. Global gesehen sind die Zündgrenzen des Methans bei diesen energetischen CH₄-Anteilen allerdings noch nicht erreicht. Das Methan bewirkt größtenteils eine Verschlechterung der Verbrennung, wodurch die Stickoxide, wie bereits erwähnt, bei gleichzeitiger Abwesenheit von Ruß, extrem gering sind.

Die maximale AGR-Rate ist auch hier durch die Gemischantzündbarkeit begrenzt. Extrem lange Zündverzugszeiten und die Ungleichverteilung des Abgases auf die Zylinder führen zu einer sehr instabilen Verbrennung. Bei starker Androsselung steigen zudem die CO-Emissionen wieder an, und die bis jetzt annähernd konstant gebliebene Brenndauer verlängert sich.

Zusammenfassung

Trotz höchster Substitutionsraten werden die globalen Zündgrenzen des Methans bei niedrigen Lasten nicht erreicht, wodurch es primär zu einer Verschlechterung der Verbrennung mit hohen CH₄-Emissionen kommt. Je höher die Substitutionsrate ist, desto mehr Methan befindet sich im Abgas und desto schlechter ist der Wirkungsgrad.

Auch bei hohen Abgasrückführraten, die in der Regel nur unter Betätigung der Drosselklappe erreicht werden, kommt es zwar infolge des sinkenden λ_{Saug} zu einer Reduzierung der CH₄-Emissionen und zu einer Steigerung der Effizienz, akzeptable Wirkungsgrade, knapp unterhalb des Serienwertes, werden allerdings nur bei niedrigen Substitutionsraten und hohen AGR-Raten erreicht.

Die NO_x-Emissionen sind aufgrund der schlechten Verbrennung extrem gering. Ebenso die Rußemissionen, wobei auch bei niedrigeren energetischen Methananteilen und höchsten AGR-Raten keine Rußbildung zu beobachten ist.

Aufgrund der extremen CH₄-Emissionen und der schlechteren Wirkungsgrade im

Vergleich zum Dieselmotor bei Serienapplikationsstand ist der Nutzen einer Methanbeimischung bei niedrigen Lasten zu hinterfragen. Auch ist das CO₂-Einsparungspotenzial aufgrund der niedrigen Substitutionsraten entsprechend gering.

6.6.3 Verhalten bei hohen Lasten

Betriebsverhalten bei Methanbeimengung

Aufgrund der niedrigen Luftverhältnisse des angesaugten Gemisches bzw. auch global gesehen, ist bei diesen Lasten ein adäquater Dieselizeündstrahlbetrieb mit höchsten energetischen CH₄-Anteilen möglich.

Bei niedrigen Substitutionsraten kommt es zu einem Verhalten, das bereits aus der Wasserstoff-Dieselvebrennung bekannt ist: die Verbrennung wird zunächst länger und schlechter – der Wirkungsgrad sinkt. Im Vergleich zu Wasserstoff ist dieser Effekt aufgrund der kleineren Zündgrenzen des Methans auch bei höheren Substitutionsraten erkennbar. Erst bei niedrigen Luftverhältnissen des angesaugten Gemisches wird die Verbrennung wieder schneller und zunehmend symmetrischer. In Abbildung 6.32 ist der Heizverlauf bei maximalem CH₄-Anteil dargestellt. Gut zu erkennen ist die dem Ottomotor ähnliche Verbrennung, sowie die praktisch nicht mehr vorhandene Verbrennungsverschleppung.

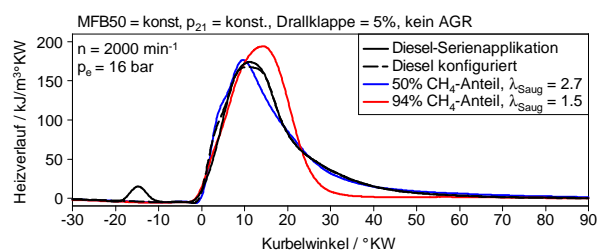


Abbildung 6.32: Einfluss des CH₄-Anteils auf die Verbrennung bei hoher Last

Der Wirkungsgrad verhält sich umgekehrt proportional zur Brenndauer und hat folglich bei deren Maximum sein Minimum, ersichtlich in Abbildung 6.33. Mit weiter sinkendem λ_{Saug} wird die Verbrennung schließlich besser und der Wirkungsgrad steigt wieder.

Ebenso sinken die Stickoxide bei längerer Brenndauer, bei besserer Verbrennung steigen sie anschließend wieder an und bei höchsten Substitutionsraten kommt es schließlich zu einem starken Emissionsanstieg. Da die Dieseleinspritzmenge bei diesen energetischen CH₄-Anteilen extrem gering ist, kann angenommen werden, dass der Diesel praktisch nur als Zündquelle fungiert und dass das für die Verbrennung relevante Luftverhältnis jenes des angesaugten Gemisches ist. Letzteres sinkt kontinuierlich, wodurch sich die steigenden NO_x-Emissionen erklären lassen.

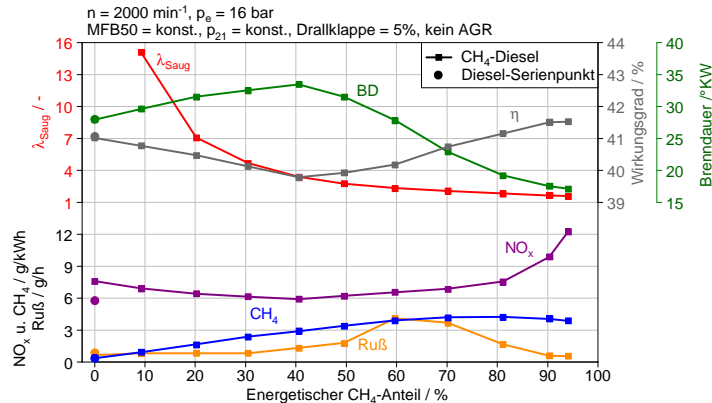


Abbildung 6.33: Veränderung von Emissionen, Wirkungsgrad, λ_{Saug} und Brenndauer bei steigendem CH₄-Anteilen

Auch die CH₄-Emissionen, die mit steigendem Methananteil zunächst immer höher werden, sinken bei höchsten Substitutionsraten wieder ab, da die Flammgeschwindigkeit dann offensichtlich groß genug ist, um auch das Luft-Kraftstoff-Gemisch im Quetschspalt vollständig zu verbrennen.

Besondere Beachtung verdienen hier die Rußemissionen, die bei diesen Lasten einen durchwegs untypischen Verlauf aufweisen. Mit steigendem Methananteil bleibt die Temperatur in der Nähe der Dieselerverbrennung zwar vermutlich annähernd gleich, die Temperatur außerhalb dieser Verbrennungszone, insbesondere am Rand des Brennraumes, sinkt allerdings ab. Erklärbar ist dies durch die immer kleinere Dieseleinspritzmenge bei gleichzeitig niedrigerem Raildruck (Anm: der Raildruck wurde vom Steuergerät selbstständig angepasst), wodurch es zu geringeren Eindringtiefen des Dieselstrahles kommt. Das magere Methan-Luft-Gemisch in der Randzone verbrennt, wenn überhaupt, sehr langsam, folglich reicht die Temperatur nicht mehr aus, um den entstandenen Ruß zu oxidieren. Erst bei niedrigeren Luftverhältnissen des angesaugten Gemisches ist auch das Gemisch in diesen Randzonen fett genug, um so heiß zu verbrennen, dass der durch den Dieselstrahl entstandene Ruß aufoxidiert werden kann und die Rußemissionen folglich wieder sinken. Unterstützt wird diese Theorie durch die gemessenen CO-Emissionen, die bis zum Rußmaximum stetig ansteigen und danach zu fallen beginnen.

Die Wirkungsgrade befinden sich bei höchsten CH₄-Anteilen über dem Serienwert, die NO_x-Emissionen sind jedoch doppelt so hoch, wohl angemerkt, dass der Dieselmotor mit Abgasrückführung arbeitet und dieses Hilfsmittel hier noch nicht eingesetzt worden ist. Die Rußemissionen befinden sich bei hohen CH₄-Anteilen auf äußerst niedrigem Niveau. Auch die Methanemissionen sind im Vergleich zu anderen Lastpunkten niedriger, da das Gemisch aufgrund des sinkenden Luftverhältnisses λ_{Saug} bei höheren Lasten zunehmend vollständig verbrennt.

Einflüsse der Abgasrückführung

Bei der Rückführung von Abgas können die Stickoxidemissionen stark reduziert werden. Das Erreichen des Serienwertes wird allerdings durch verschiedene Einflüsse erschwert:

Durch das mit steigender Last global sinkende Luftverhältnis kommt es im AGR-Betrieb bei energetischen CH_4 -Anteilen $< 70\%$, sprich mit höherer Dieseleinspritzmenge, zu verstärkter Rußbildung, noch bevor die NO_x -Emissionen in die Gegend des Serienwertes gelangen.

Bei Methananteilen $> 90\%$ ist die Dieseleinspritzmenge derart gering, sodass angenommen werden kann, dass diese nur für die Gemischentflammung von Bedeutung ist. Das für die Verbrennung relevante Luftverhältnis ist dann allerdings jenes des angesaugten Gemisches, das mit höherem Methananteil zunehmend kleiner wird. Dementsprechend steigen die Stickoxide bereits im AGR-freien Betrieb. Für eine Einhaltung der NO_x -Werte sind folglich höhere Abgasrückführraten notwendig, die ihrerseits allerdings durch zyklische Schwankungen infolge des nicht definierten Zündzeitpunktes begrenzt sind.

Ebenso führt eine Absenkung des Ladedruckes zu einer heißeren Verbrennung mit höheren Stickoxiden, womit auch hier wiederum höchste AGR-Raten notwendig wären um die NO_x auf Serienniveau zu bringen, aufgrund der beginnenden Rußbildung allerdings nicht möglich sind.

Bei einer Ladedruckerhöhung sind zwar die Stickoxidemissionen im AGR-freien Betrieb geringer, die Zugabe von hohen AGR-Raten zur Erreichung des Serienwertes wird aber auch hier durch verstärkte zyklische Schwankungen verhindert, was unter Anderem an einer Zunahme des COV's erkennbar ist.

Auch der Dieseleinspritzzeitpunkt hat einen nicht unbedeutenden Einfluss auf die Entstehung der Stickoxide bzw. auch auf die Rußentstehung, insbesondere im AGR-Betrieb.

Der Bereich in dem der Stickoxidserienwert erreicht werden kann, wird mit steigender Last aufgrund des kontinuierlich sinkenden $\lambda_{\text{E}tas}$ immer kleiner. In den durchgeführten Untersuchungen ist der Serienwert bei 2000 min^{-1} und 16 bar effektivem Mitteldruck, bei gleichzeitig geringer Rußbildung, sogar nur mehr bei einem energetischen CH_4 -Anteil von 85% erreicht worden (Anm: Luftverhältnis $\lambda_{\text{E}tas} \approx 1,1$).

Infolge der AGR-Zugabe und der damit verbundenen längeren Brenndauer im Vergleich zum AGR-freien Betrieb kommt es zu geringfügig schlechteren Wirkungsgraden. Die CH_4 - und CO-Emissionen befinden sich auf annähernd gleichem Niveau wie im AGR-freien Betrieb.

Zusammenfassung

Da bei hohen Lasten niedrige Luftverhältnisse leichter erreicht werden, ist die Substitution von Diesel bei akzeptablen Wirkungsgraden möglich. Die maximal darstellbaren

CH₄-Anteile sind nur durch die minimale Dieseleinspritzmenge bzw. diejenige Einspritzmenge, die offensichtlich notwendig ist, um das Gemisch zu entzünden, begrenzt. Die Substitution geringer Energiemengen ist hingegen aufgrund einer deutlichen Verbrennungsverschlechterung, welche bereits aus der Wasserstoff-Dieselverbrennung bekannt ist, nicht zu empfehlen.

Hohe Abgasrückführaten sind notwendig um die NO_x-Emissionen, die mit heißerer Verbrennung immer mehr zunehmen, auf Serienniveau zu reduzieren. Mit steigender Last wird dabei der CH₄-Bereich, innerhalb dessen der Serienwert erreicht wird, durch das sinkende λ_{Etas} und folglich Rußbildung, sowie zyklischen Schwankungen, immer mehr begrenzt.

Die CH₄- und CO-Emissionen befinden sich zwar über Serienniveau, sind aber im Vergleich zu niedrigeren Lastpunkten deutlich niedriger und bleiben auch bei AGR-Zugabe konstant auf diesem Niveau. Hinsichtlich Wirkungsgrad, NO_x und Ruß werden die Serienwerte bei gleichzeitig hoher CO₂-Ersparnis im AGR-Betrieb eingehalten, wodurch eine Anwendung in diesem Lastbereich als durchwegs sinnvoll zu beurteilen ist.

6.6.4 Verhalten bei unterschiedlichen Drehzahlen

Niedrige Drehzahlen

Untersuchungen bei 1250 min⁻¹ und 2 bar effektivem Mitteldruck haben gezeigt, dass das Verhalten praktisch ident ist mit jenem in Kapitel 6.6.2. Aufgrund der hohen Luftverhältnisse des angesaugten Gemisches kommt es bei hohen Methananteilen zu einer extrem schlechten Verbrennung mit hohen CH₄-Emissionen und katastrophalen Wirkungsgraden. Bei AGR-Zugabe wird die Verbrennung zwar verbessert, akzeptable Wirkungsgrade sind allerdings nur bei geringen Substitutionsraten möglich. Das Methan führt bei diesen energetischen Anteilen allerdings primär zu einer Verbrennungsverschlechterung, wodurch die Stickoxidemissionen, bei gleichzeitig extrem niedrigen Rußemissionen, sehr gering sind.

Höhere Drehzahlen

Bei höheren Drehzahlen ist im mittleren Lastbereich im Allgemeinen das gleiche Verhalten zu beobachten, das bereits in Kapitel 6.6.3 erörtert wurde. Bei geringen Substitutionsraten kommt es zu einer Verschlechterung der Verbrennung wodurch auch der Wirkungsgrad absinkt. Erst bei niedrigen Luftverhältnissen des angesaugten Gemisches wird die Verbrennung zunehmend besser und der Wirkungsgrad steigt wieder. Des Weiteren wirkt sich ein Absenken des Ladedruckes infolge des kleineren λ_{Saug} überaus positiv auf die Verbrennung aus: Die CH₄- und CO-Emissionen sind im Vergleich niedriger, die Brenndauer kürzer und der Wirkungsgrad dementsprechend noch höher, sodass sogar der Serienwert übertroffen wird. Einzig die Stickoxide steigen aufgrund

des kleineren Luftverhältnisses $\lambda_{\text{E}tas}$ und der folglich heißeren Verbrennung bei niedrigen Ladedrücken deutlich an. Die Rußemissionen liegen bei höchsten energetischen CH_4 -Anteilen durch das homogen vorliegende Luft-Methan-Gemisch an der Nachweisgrenze.

6.6.5 Potenzial bei Volllast

Volllast bei 2000 min^{-1}

Der maximal stationär regelbare effektive Mitteldruck beträgt 21,5 bar, darüber hinaus kann der Leistungsverbund das Motormoment nicht mehr exakt einstellen. Aus dem Motorkennfeld in Kapitel 6.3 ist der maximale effektive Mitteldruck von 22,4 bar bei reinem Dieselbetrieb ersichtlich.

Das Verhalten bei Volllast ist grundsätzlich sehr ähnlich zu jenem bei höheren Lasten in Kapitel 6.6.3. Brenndauer, Wirkungsgrad, Ruß-, CH_4 -, CO - und NO_x -Emissionen zeigen praktisch die gleichen Zusammenhänge auf, die bereits erörtert wurden. Die maximale Substitutionsrate beträgt ca. 90%, da es bei noch höheren CH_4 -Anteilen zu starken zyklischen Schwankungen kommt. Das globale Luftverhältnis $\lambda_{\text{E}tas}$ ist bei höchsten Methananteilen extrem niedrig ($\approx 1,1$), wodurch es zu einer sehr heißen Verbrennung mit hohen Wandwärmeverlusten kommt. Durch eine Erhöhung des Ladedruckes werden diese Verluste verringert und der Wirkungsgrad erhöht, sodass die Effizienz sogar über dem Serienniveau liegt. Auch die Stickoxid-, sowie die ohnehin extrem niedrigen Ruß-Emissionen, sinken aufgrund dieser Maßnahme. Die folglich höheren Luftverhältnisse des angesaugten Gemisches führen allerdings zu etwas höheren HC - und CO -Emissionen. Die Emissionen sowie der Wirkungsgrad der maximal darstellbaren CH_4 -Anteile bei zwei unterschiedlichen Ladedrücken sind in Abbildung 6.34 ersichtlich.

In weiterer Folge wurde untersucht, ob ein Volllastbetrieb bei **stöchiometrischem Luftverhältnis**, sprich $\lambda_{\text{E}tas} = 1$, möglich ist. Gerade für Motoren, die primär im Volllastbereich betrieben werden, ist dies von großem Interesse, da durch das Einsetzen eines Dreiwegekatalysators eine aufwendige Abgasnachbehandlung vermieden werden könnte. Ausgehend von einem energetischen CH_4 -Anteil von 90% wurde der Ladedruck schrittweise abgesenkt, die Aufnahme eines Messpunktes bei exakt stöchiometrischem Betrieb war allerdings nicht möglich, da die Motorsteuerung den Ladedruck, obwohl manuell eingestellt, eigenständig so weit reduzierte, dass ein Abstellen des Motors nötig wurde. Vermutlich sollten durch diese Applikation die extremen Abgastemperaturen ($T_{40} > 680 \text{ °C}$, $T_{31} > 830 \text{ °C}$), die zu Bauteilschädigungen führen können, gesenkt werden. Aufgrund der gleichbleibenden CH_4 -Einblasemenge sank das globale Luftverhältnis allerdings unter 1 und der Motor musste, um Schäden am Triebwerk zu vermeiden, umgehend abgestellt werden. Der letzte messtechnisch erfasste Punkt ist jener bei $\lambda_{\text{E}tas} = 1,09$, dargestellt in Abbildung 6.34. Der Wirkungsgrad ist hier

im Vergleich zum erreichten Bestpunkt schlechter, befindet sich allerdings noch immer über dem Serienwert. Die Stickoxidemissionen sind allerdings extrem hoch, ebenso ist eine verstärkte Rußbildung zu beobachten.

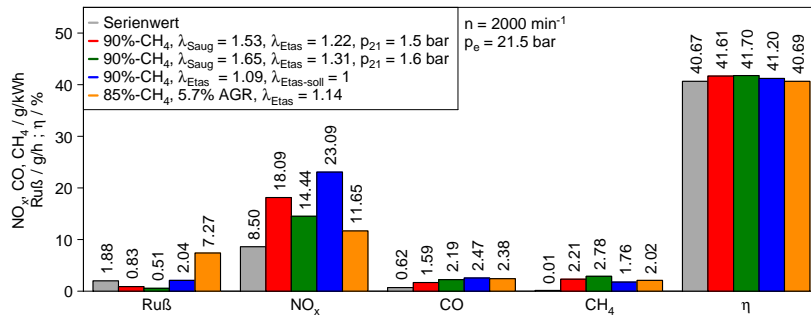


Abbildung 6.34: Vergleich der erreichten Bestpunkte sowie Möglichkeit von $\lambda_{\text{E}tas} = 1$ bzw. AGR-Betrieb bei 2000 min^{-1} und Vollast

Niedrigere Substitutionsraten waren aufgrund verstärkter Rußbildung, höhere durch das Auftreten von **Frühzündungen**, nicht möglich. Im Gegensatz zu Wasserstoff treten diese bei der Methan-Dieselverbrennung nur in sehr seltenen Fällen auf. Begründet werden kann dies unter anderem durch die große Mindestzündenergie des Methans. Bei 2000 min^{-1} konnten an der Vollast dennoch Verbrennungsanomalien beobachtet werden. Wie bei den Frühzündungen bei der H₂-Dieselverbrennung kommt es zunächst zu mehreren kleinen Verbrennungsanomalien und erst anschließend zur wahren Frühzündung, bei der es bereits vor der Dieseleinspritzung zu einem deutlichen Druckanstieg kommt, ersichtlich in Abbildung 6.35. Mögliche Ursachen für das Auftreten dieser Verbrennungsanomalien wurden bereits in Kapitel 6.5.6 behandelt. Aufgrund der starken Druckschwankungen während der Expansion kann bei der dargestellten Frühzündung in Zyklus 4 möglicherweise sogar von leichtem Klopfen gesprochen werden.

Ebenso wurde die Möglichkeit einer **AGR-Zugabe** bei Vollast untersucht. Aufgrund des niedrigen $\lambda_{\text{E}tas}$ kommt es aber bereits bei geringen AGR-Raten zu erhöhten Rußemissionen, ersichtlich in Abbildung 6.34. Um die verstärkte Rußbildung zu vermeiden, wäre eine Erhöhung des Ladedruckes sinnvoll, was allerdings aufgrund der Frühzündungsproblematik nicht möglich ist. Auch bei einer Steigerung des CH₄-Anteils treten verstärkt Frühzündungen auf, zudem werden die zyklischen Schwankungen immer größer. Eine Verringerung des CH₄-Anteils ist ebenso wenig empfehlenswert, da die höhere Dieseleinspritzmenge die Entstehung von Ruß begünstigt. Durch die höheren Rußemissionen bei bereits geringen AGR-Raten erscheint eine Abgasrückführung bei Vollast folglich als nur bedingt sinnvoll.

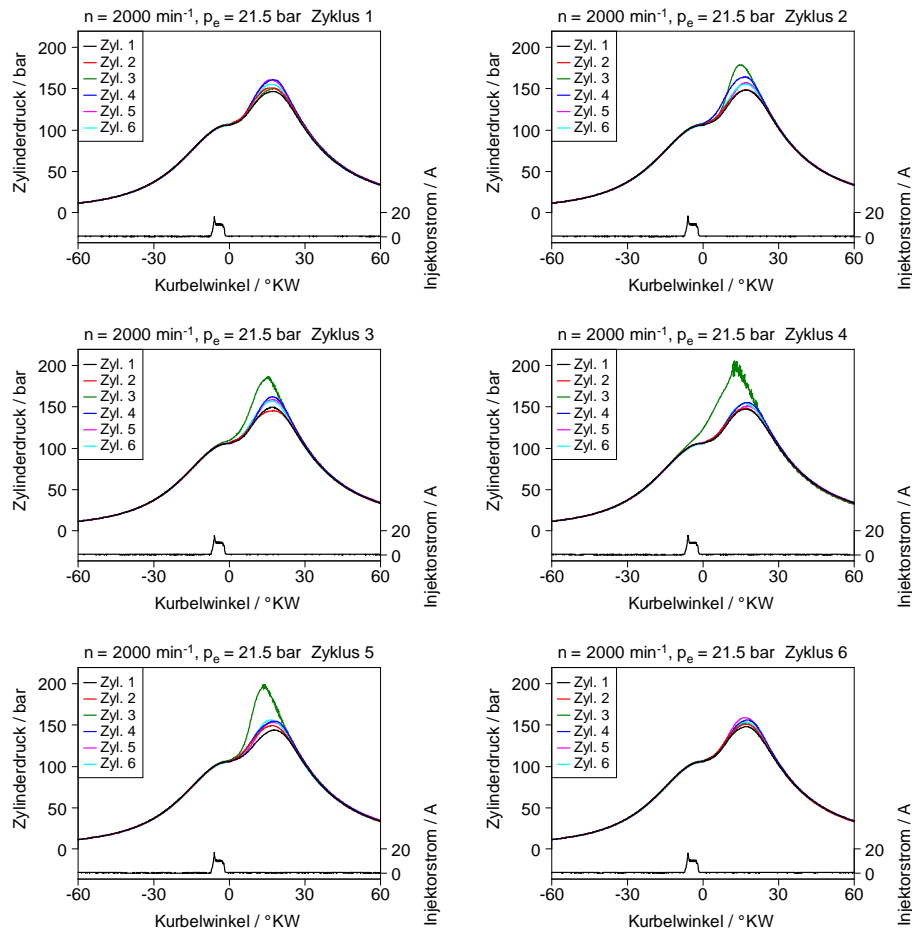


Abbildung 6.35: Zylinderdruckverläufe beim Auftreten von Frühzündungen

Maximal darstellbare Leistung bei 4000 min^{-1}

Aufgrund der CH_4 -Saugrohreindüsung ist die maximale Einblasedauer von der Öffnungsdauer der Einlassventile abhängig. Letztere beträgt beim Versuchsmotor 215 Grad Kurbelwinkel. Höchste energetische Methananteile sind bei hohen Drehzahlen demnach nur bei mittleren Lasten möglich, siehe auch Kapitel 4.3.4. Bei 4000 min^{-1} können höchste CH_4 -Anteile folglich bis zu einem effektiven Mitteldruck von 13 bar dargestellt werden. Bei dieser Last ist das Verhalten sehr ähnlich zu jenem in Kapitel 6.6.3. Der Wirkungsgrad liegt bei hohen Substitutionsraten über dem Serienwert, die Brenndauer ist deutlich geringer als im Dieselbetrieb. In Abbildung 6.36a sind die Heizverläufe bei 95% CH_4 -Anteil und unterschiedlichen Ladedrücken dargestellt. Bei kleineren Ladedrücken ist die Verbrennung aufgrund des niedrigeren Luftverhältnisses λ_{Saug} deutlich schneller und vermutlich auch vollständiger, was durch einen Blick auf die CH_4 -Emissionen in Abbildung 6.36b bestätigt wird. Aufgrund des kleineren

Luftverhältnisses kommt es bei niedrigem Ladedruck allerdings zu einem extremen Anstieg der NO_x-Emissionen, die Wandwärmeverluste steigen und der Wirkungsgrad sinkt folglich, liegt aber weiterhin über dem Serienwert. Trotz der niedrigen Luftverhältnisse liegen die Rußemissionen an der Nachweisgrenze.

Durch die deutlich schnellere Verbrennung im Vergleich zum Dieseltreibstoff ist das Potenzial einer Drehzahlerweiterung vermutlich gegeben, Versuche bei noch höheren Drehzahlen zur Untermauerung dieser These wurden allerdings nicht durchgeführt.

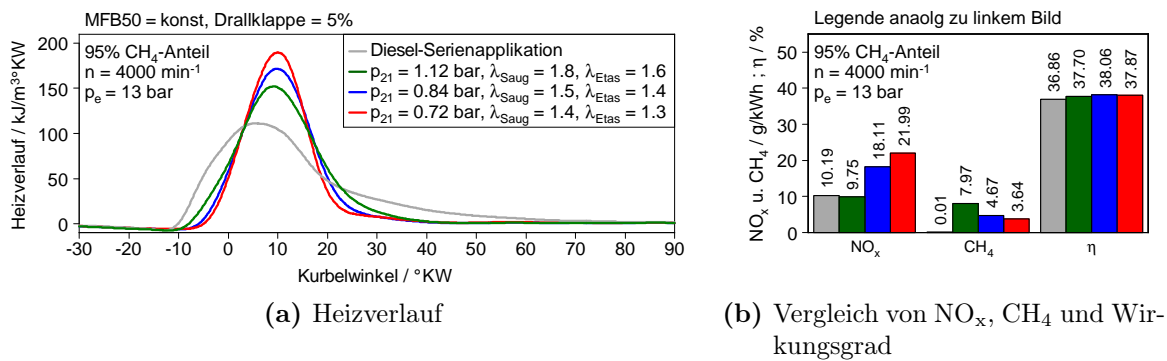


Abbildung 6.36: Einfluss des Ladedruckes bei maximal darstellbarer Leistung und 95% CH₄-Anteil

6.6.6 Lastschnitt

Analog zur H₂-Dieselverbrennung wurden die betrachteten Lastpunkte bei 2000 min⁻¹ dahingehend optimiert, die Serienwerte von NO_x, Ruß und Wirkungsgrad einzuhalten bzw. sogar zu übertreffen. Zusätzlich war darauf zu achten die CH₄-Emissionen so niedrig wie möglich zu halten.

Im niedrigen Lastbereich steigen die CH₄-Emissionen bei höheren Methananteilen derart an, dass der Messbereich des Analysators im Regelfall sogar überschritten wird und sich dementsprechend schlechte Wirkungsgrade ergeben. Nahezu die Hälfte des eingeblasenen Kraftstoffes ist im Abgas wiederzufinden, da die globalen Zündgrenzen des Methans nicht erreicht werden. Durch hohe Abgasrückführaten und teilweise gezieltes Androsseln lässt sich zwar ein Luftverhältnis des angesaugten Gemisches von unter 2 einstellen, die Energie des Dieseltzündstrahles reicht dann aber offensichtlich nicht mehr aus, um das Methan-Luft-Gemisch vollständig zu entflammen.

Niedrigere Substitutionsraten sind nur bedingt sinnvoll, da es aufgrund des hohen λ_{Saug} primär zu einer Verschlechterung der Verbrennung kommt. Dadurch sind zwar sowohl die Stickoxid- als auch die Ruß-Emissionen extrem gering, dennoch sind aber hohe CH₄-Emissionen im Abgas messbar, und eine Verschlechterung des Wirkungsgrades ist bemerkbar. Aus Abbildung 6.37 ist zu erkennen, dass der Wirkungsgrad

mit steigender Last erheblich steigt, da die Luftverhältnisse des angesaugten Gemisches immer kleiner werden. Der Anteil der CH_4 -Emissionen an den dargestellten HC-Emissionen beträgt im CH_4 -Dieselbetrieb nahezu 100%.

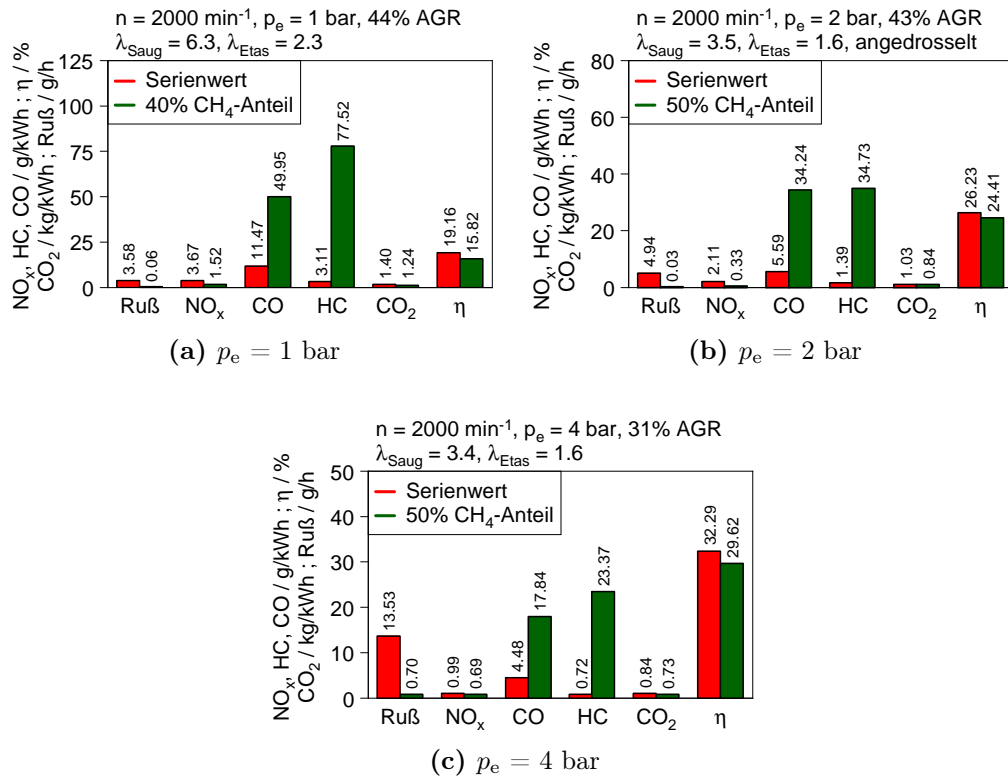


Abbildung 6.37: Erreichte Optima bei niedrigen Lasten im CH_4 -Betrieb

Bei mittleren Lasten sind durch die zunehmend höhere ersetzbare Energiemenge Luftverhältnisse des angesaugten Gemisches kleiner als 2 darstellbar. Die Zugabe von AGR hat hier nicht nur den positiven Effekt der Stickoxidreduktion sondern führt infolge des sinkenden λ_{Saug} auch zu einer Verbesserung der Verbrennung mit höheren Wirkungsgraden und geringeren CH_4 -Emissionen. Die Verbrennung wird mit kleineren Luftverhältnissen λ_{Saug} zunehmend symmetrischer und damit dem Ottomotor immer ähnlicher. Die Substitution geringer Energiemengen führt aufgrund der geringen Zündgrenzen des Methans aber hauptsächlich zu einer Verschlechterung der Verbrennung und ist demnach nicht empfehlenswert.

Die NO_x -Serienwerte werden bei AGR-Zugabe deutlich unterschritten. Infolge des vorgemischten Methan-Luft-Gemisches sind auch die Rußemissionen sehr niedrig. Das typische NO_x /Ruß-TradeOff ist daher nicht erkennbar, ersichtlich in Abbildung 6.39. Die maximale AGR-Rate ist in der Regel nur durch die zyklischen Schwankungen be-

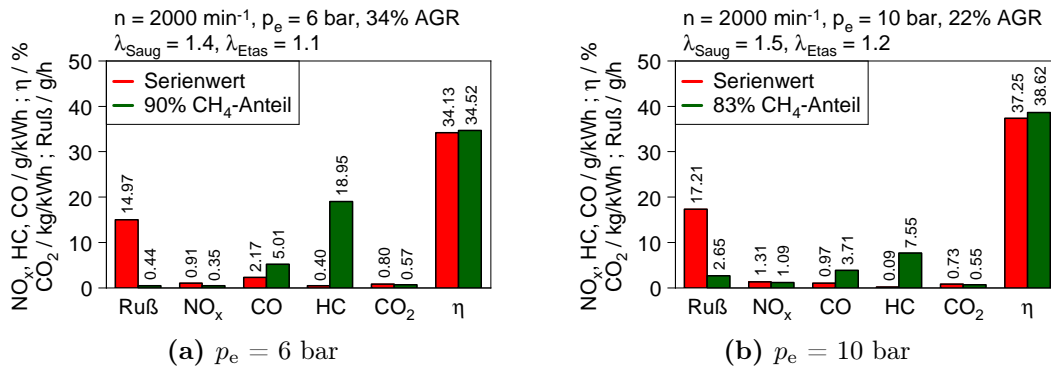
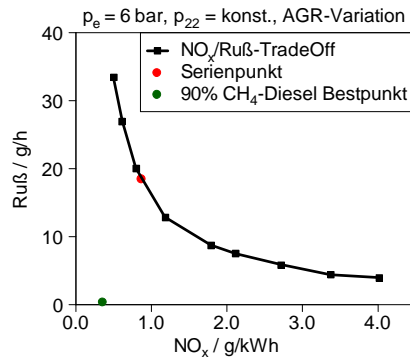


Abbildung 6.38: Erreichte Optima im mittleren Lastbereich


 Abbildung 6.39: NO_x/Ruß-TradeOff bei $n = 2000$ min⁻¹ und $p_e = 6$ bar

grenzt, die durch den nicht definierten Zündzeitpunkt und die AGR-Ungleichverteilung begründet werden können. Aus Abbildung 6.38 sind die hohen Wirkungsgrade, die sogar über dem Serienwert liegen, erkennbar. Aufgrund der hohen Effizienz, der Abwesenheit eines NO_x/Ruß-TradeOffs sowie dem hohen CO₂-Einsparungspotenzial bei hohen CH₄-Anteilen erscheint eine Anwendung in diesem Lastbereich als durchwegs sinnvoll.

Auch im hohen Lastbereich kommt es bei höchsten Substitutionsraten zu einer typisch ottomotorischen Verbrennung. Der maximale energetische CH₄-Anteil ist im Allgemeinen nur durch die minimal notwendige Dieselmasse bzw. durch jene Einspritzmenge, die für eine akzeptable Gemischentflammung ausreicht, begrenzt. Ein Einhalten der NO_x-Serienemissionen ist nur bei AGR-Zugabe möglich, mit steigender Last wird es aber immer komplizierter den Serienwert zu erreichen. Niedrige Ladedrücke bzw. geringe energetische CH₄-Anteile führen zu verstärkter Rußbildung, bei hohen Ladedrücken steigen die zyklischen Schwankungen. Bei höchsten Substitutionsraten kommt es aufgrund des kleineren λ_{Saug} zu höheren Stickoxidemissionen, sodass noch

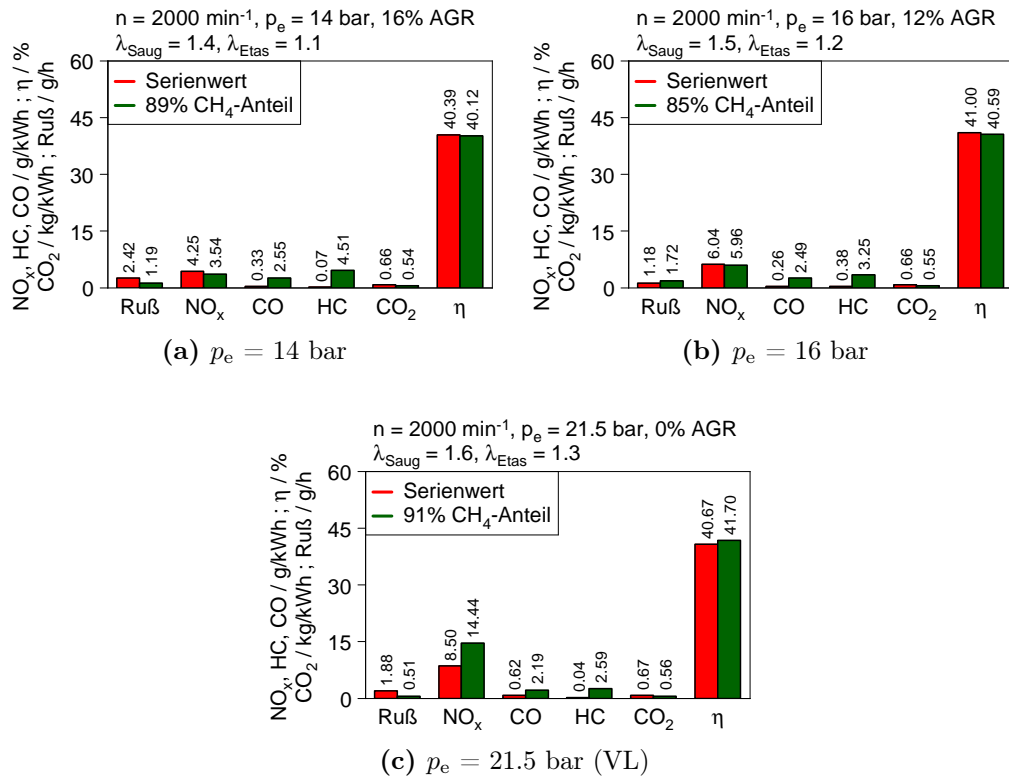


Abbildung 6.40: Erreichte Optima bei niedrigen Lasten im CH_4 -Betrieb

größere AGR-Raten zur Erreichung des Serienwertes notwendig sind, und die zyklischen Schwankungen dadurch wiederum steigen. Zudem sind in der Nähe der Vollast bei hohen CH_4 -Anteilen Verbrennungsanomalien zu beobachten, die eine zusätzliche Einschränkung darstellen.

Des Weiteren ist die Zugabe von AGR an der Vollast aufgrund der verstärkten Rußbildung nur bedingt sinnvoll, wodurch sich die hohen Stickoxidemissionen in Abbildung 6.40 erklären lassen. Durch die mit steigender Last abnehmenden CH_4 -Emissionen, den ungefähr auf Serienniveau liegenden Wirkungsgraden und die hohe CO_2 -Ersparnis, ist eine Anwendung im hohen Lastbereich generell als denkbar einzustufen.

In Abbildung 6.41 sind die erreichten Optima übersichtlich dargestellt.

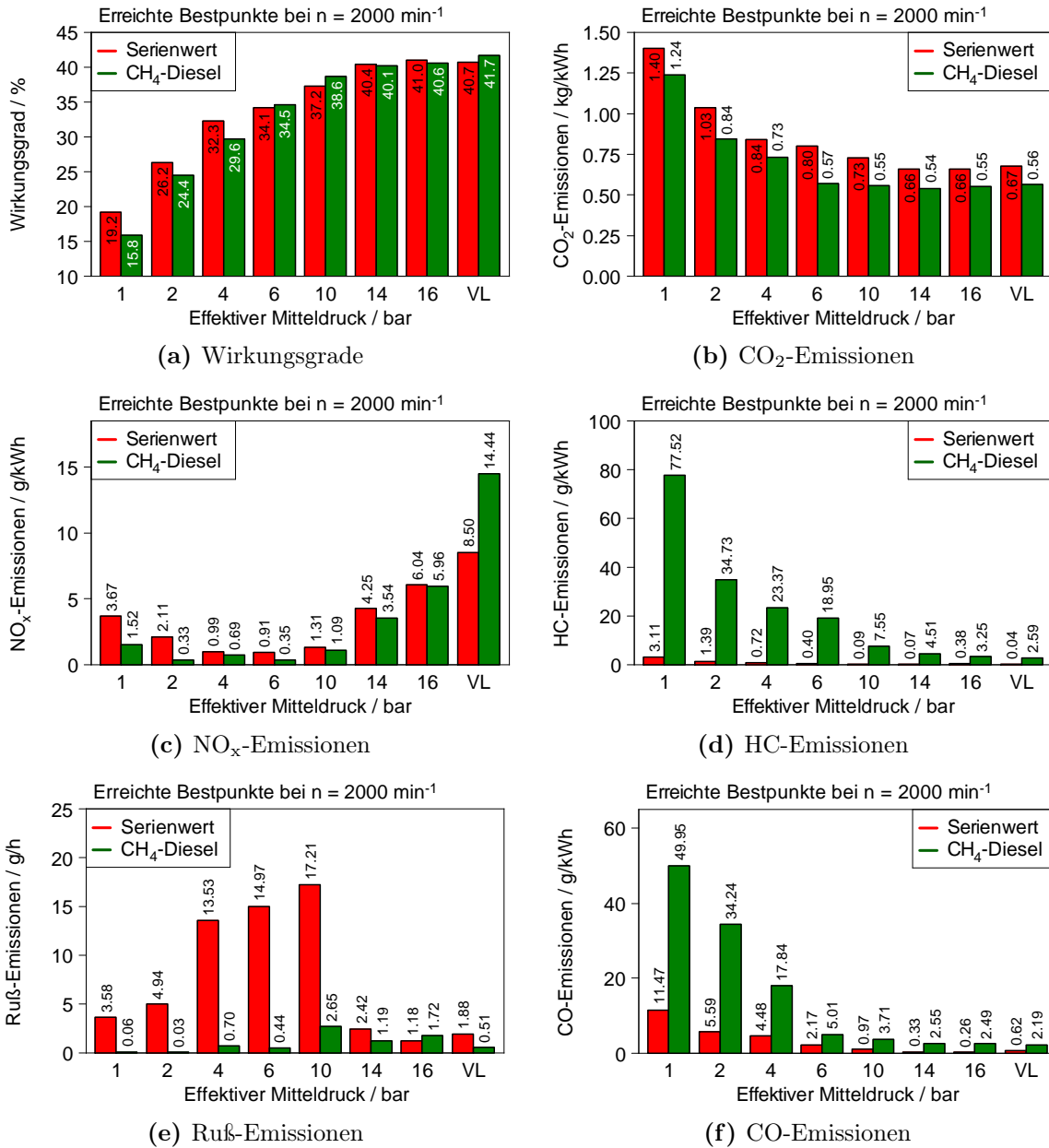


Abbildung 6.41: Übersicht der erreichten Bestpunkte bei 2000 min^{-1}

6.6.7 Verringerung der Methanemissionen

Eine Reduzierung der CH₄-Emissionen ist erforderlich, da weder der aktuelle, noch der zukünftige Emissionsgrenzwert für beispielsweise schwere Nutzfahrzeuge in Europa eingehalten werden kann, siehe Tabelle 6.3. Neben der Möglichkeit die unverbrannten Kraftstoffteile katalytisch aufzuoxidieren, gibt es auch noch die Option diese durch innermotorische Maßnahmen zu reduzieren.

Tabelle 6.3: Aktuelle und zukünftige CH₄-Grenzwerte für schwere NFZ in Europa [22]

Emission	EURO V ^a g/kWh	EURO VI ^b g/kWh	Erreichtes Optimum ^c g/kWh
CH ₄	1,1	0,5	2,41
CO	4,0	4,0	2,19

^a gültig ab 10.2008 ^b geplant ab 10.2013
^c bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 21,5 \text{ bar}$

Abgasnachbehandlung von Methan

Die Problematik in der Abgasnachbehandlung von Methan besteht darin, dass dieses ein sehr stabiles Molekül ist. Aus Abbildung 6.42 ist zu erkennen, dass CH₄ von allen dargestellten Kohlenwasserstoffen die höchste Katalysator-Temperatur erfordert. Erst bei 400 °C werden 50% des Methans konvertiert, bei Alterung des Katalysators verschiebt sich dieser Light-Off zu noch höheren Temperaturen.

Hohe Palladium-Anteile in der Beschichtung des Katalysators sind dem Methan-Umsatz förderlich. Eine Verlängerung des Katalysators würde die Konvertierungsrate ebenso steigern, allerdings ergeben sich dabei möglicherweise Platzprobleme im Motorraum. Abgastemperaturen > 500 °C werden bei hohen Lasten erreicht, wodurch bei diesen Lastpunkten eine Konvertierung als möglich erscheint [16].

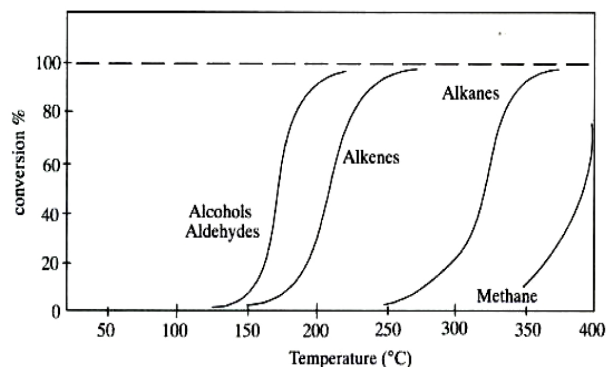


Abbildung 6.42: Katalysator-Light-Off-Temperaturen verschiedener Kohlenwasserstoffe [16]

Innermotorische Möglichkeiten zur CH₄-Emissionsminderung

Eine Abänderung der auf den Dieselbetrieb ausgelegten Brennraum- und Kolbenform würde vermutlich zu einer Verringerung der Methanemissionen führen. Hinzu käme eine mögliche Steigerung des Wirkungsgrades infolge der vollständigeren Verbrennung.

Die Einspritzung des Dieselkraftstoffes erfolgte beim Versuchsmotor konventionell in die tiefe Omega-Mulde des Kolbens. Das Gemisch im Quetschspalt des Brennraumes wird daher erst sehr spät bzw. teils sogar überhaupt nicht erfasst, wodurch sich die hohen CH₄-Emissionen erklären lassen. Abhilfe würde möglicherweise ein Kolben mit einer breiteren, dafür flacheren Omega-Mulde in Kombination mit einem flacheren Einspritzwinkel bringen. Der Quetschspalt würde dadurch verkleinert werden und das Gemisch von der Flamme schneller erfasst werden.

Ebenso wäre eine Anpassung des Zylinderkopfes zu überlegen, da bei einer ottomotorischen Ausführung das Methan-Luft-Gemisch an den Brennraumwänden möglicherweise besser erfasst wird. Einhergehend ist dies aber mit einer Absenkung des Verdichtungsverhältnisses wodurch sich eine Wirkungsgradverschlechterung ergeben würde.

Auch die Positionierung einer Zündkerze wäre, sofern platzmäßig realisierbar, zu prüfen.

Ein Vergleich der CH₄-Emissionen eines am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz untersuchten Erdgasmotors zeigte, dass Letzterer bei gleichem effektivem Mitteldruck und gleichem Luftverhältnis im hohen Lastbereich rund 2/3 weniger CH₄ emittiert als der hier untersuchte Versuchsträger. Innermotorische Eingriffe sind im Falle weiterer Untersuchungen daher unbedingt zu erwägen.

6.7 Schlussfolgerungen und Potenziale

6.7.1 Mögliche Anwendungsbereiche

Wasserstoff-Dieselerbrennung

Im Vergleich zum konventionellen Dieselmotor weist die Wasserstoff-Dieselerbrennung große Vorteile im niederen und mittleren Lastbereich auf. Bei Wirkungsgraden, die teilweise sogar über dem Serienniveau liegen, sind die NO_x -Emissionen bei gleichzeitiger Abwesenheit von Ruß, extrem gering. Der Stickoxidserienwert wird bei niedrigsten Lasten sogar ohne AGR-Zugabe erreicht. Hinzu kommt das große CO_2 -Einsparungspotenzial bei höchsten Substitutionsraten, das in der Regel nur durch die minimal notwendige Dieseleinspritzmenge begrenzt ist. Bei höheren Lasten treten aber aufgrund des immer kleiner werdenden λ_{Saug} vermehrt Frühzündungen auf, wodurch sowohl die maximal darstellbare Wasserstoffmenge als auch die Zugabe von AGR stark eingeschränkt ist.

Die Möglichkeit einer Drehzahlerweiterung ist zwar vermutlich gegeben, aufgrund der eben erwähnten Frühzündungsproblematik ist allerdings auch hier die darstellbare H_2 -Menge begrenzt. Das Auftreten von Verbrennungsanomalien ist neben dem Luftverhältnis auch von der Drehzahl abhängig, da bei einer Erhöhung Letzterer die Zeit zwischen den Verdichtungshüben deutlich kürzer wird und der Brennraum dementsprechend nicht so weit abkühlen kann.

Das Instationärverhalten des Motors bei Wasserstoffzugabe wurde zwar nicht getestet, aufgrund der nahezu gänzlichen Abwesenheit von Frühzündungen im niedrigen Lastbereich sind vermutlich aber keine schwerwiegenden Komplikationen zu befürchten. In Abbildung 6.43a ist somit jener Bereich des Motorkennfeldes eingezeichnet, in dem eine Anwendung als durchwegs sinnvoll erscheint. Gerade für die **Emissionszyklen** auf PKW-Ebene ist dieser Lastbereich von großer Bedeutung: bei Untersuchungen, die am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz durchgeführt wurden, konnte festgestellt werden, dass im NEDC, der in Abbildung 6.45a dargestellt ist, der effektive Mitteldruck, abhängig vom Fahrzeugtyp, praktisch nie über 10 bar beträgt. Dies ist auch aus den in verschiedenen Testzyklen aufgenommenen Messdaten eines 7er BMW ² erkennbar, siehe Abbildung 6.44. Analog zum hier untersuchten Versuchsträger hatte Letzterer den Motor N57D30OL verbaut, allerdings handelte es sich dabei um ein Vorgängermodell mit 180 kW. Auch im amerikanischen FTP-75 sind jene Anteile, die über besagtem Mitteldruck gefahren werden, äußerst gering. Lediglich im US06, der starke Beschleunigungen aufweist, werden des öfteren höherlastige Punkte gefahren.

Die Zulassung neuer Personenkraftwagen ist emissionsseitig rein von den Fahrzyklen abhängig. Eine potenzielle Anwendungsstrategie wäre es daher, die Fahrzeuge solange

²Baureihe F01, Erstzulassung 2010

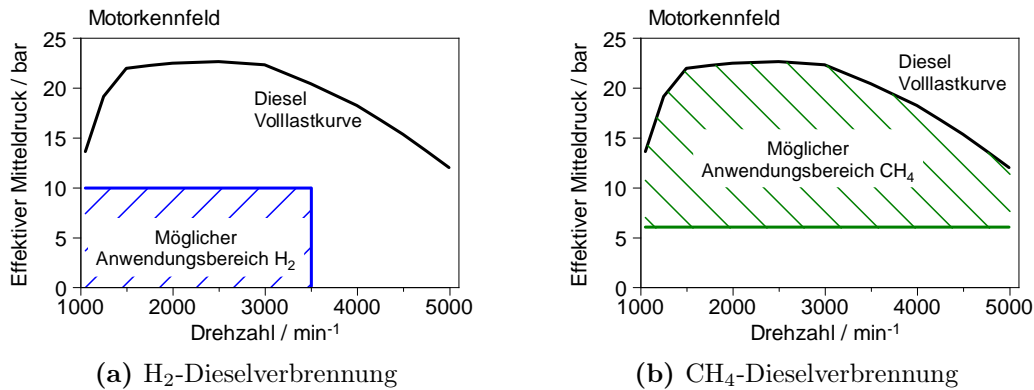


Abbildung 6.43: Mögliche Anwendungsbereiche im Motorkennfeld

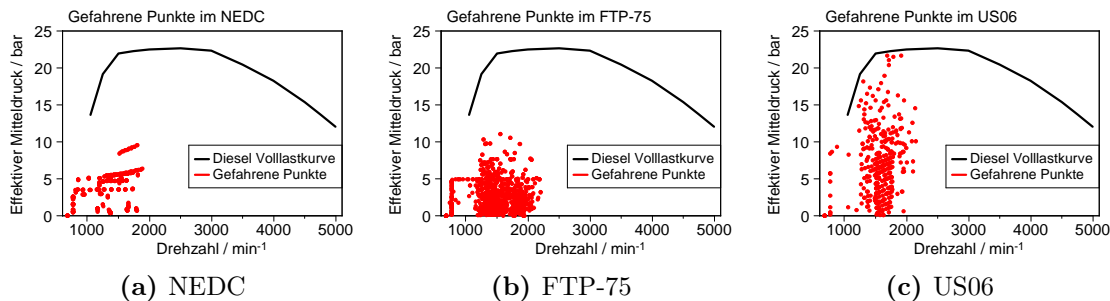


Abbildung 6.44: Gefahrene Lastpunkte eines 7er BMW (F01), Motor N57D300L, in den verschiedenen Testzyklen

wie möglich im Simultanbetrieb zu betreiben. Eine aufwendige Abgasnachbehandlung könnte demnach vermieden werden. In Bereichen über erwähntem Anwendungsbereich könnte der Motor im konventionellen Dieselmotus betrieben werden.

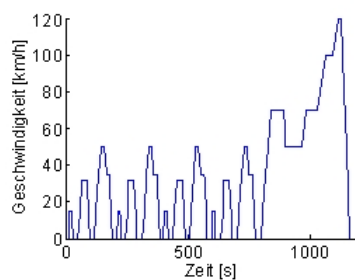
Des Weiteren ist auch ein reiner Dieselmotus bei niederlastigen Punkten möglich. Dies ist, aufgrund dem nicht von heute auf morgen zu erwartenden flächendeckenden Wasserstoffangebot an Tankstellen, für eine schnelle Verfügbarkeit der Lösung essenziell. Gerade in noch technisch weniger erschlossenen Regionen wäre ein konventioneller Dieselmotus möglich, ein im Vergleich zum reinen Wasserstoffmotor nicht zu unterschätzender Vorteil.

Inwiefern eine Anwendung für LKW-Motoren, die permanent sehr hochlastig betrieben werden, sinnvoll ist, kann an dieser Stelle nicht geklärt werden. Weitere Untersuchungen bezüglich Kolben- und Brennraumform sowie weitere brennverfahrensrelevante Parameter wären notwendig, um dortige Anwendungsmöglichkeiten abzuklären. Niederlastige Punkte des WHSC, der in Abbildung 6.45b dargestellt ist, könnten aber vermutlich auch ohne größere Adaptionen am Motor gefahren werden.

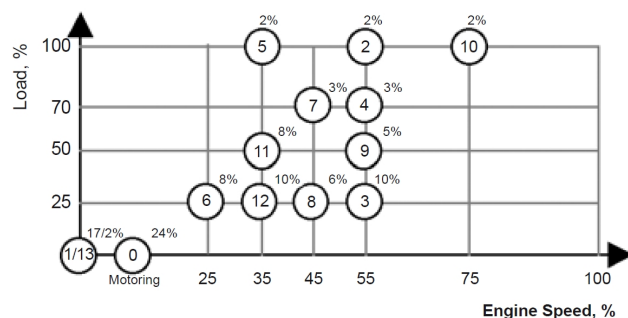
Im Vergleich zum Wasserstoff-Benzin-Dualbetrieb hat die Simultanverbrennung im Dieselmotor den Vorteil des höheren Wirkungsgrades. Beiden Brennverfahren ist allerdings die hohe CO₂-Ersparnis gemeinsam, die im Falle des Wasserstoffbetriebes erzielt werden kann.

Zusammengefasst ergeben sich folgende Vorteile bei einer Anwendung im niedrigen Lastbereich:

- Geringe Schadstoffemissionen
 - ▷ Reduzierung der lokalen Emissionen
 - ▷ Verbesserung bzw. Vermeidung des NO_x/Ruß-TradeOffs
 - ▷ Minderung der Treibhausgasemissionen bei H₂-Gewinnung aus regenerativen Energien
- beherrschbare Technologie
 - ▷ kurzfristige Realisierbarkeit
 - ▷ ausgereifte Technik und Zuverlässigkeit von Verbrennungsmotoren
 - ▷ Systemmehrkosten weitaus geringer im Vergleich zu anderen Konzepten
 - ▷ Integrierbarkeit in bestehende Fahrzeugkonzepte
- Begrenzte Verfügbarkeit fossiler Energien
 - ▷ Verringerung der Erdölabhängigkeit
 - ▷ Theoretisch unerschöpfliche Mengenverfügbarkeit von H₂
- Übergangslösung zu einer möglichen Wasserstoffwirtschaft



(a) NEDC



(b) WHSC

Abbildung 6.45: Emissionierungszyklus für PKW (a) und Stationärttest für NFZ (b) [22]

Methan-Dieselverbrennung

Im Gegensatz zum Wasserstoff-Diesel-Simultanbetrieb hat die CH_4 -Beimengung Vorzüge im höheren Lastbereich. Aufgrund der eingeschränkten Zündgrenzen des Methans kommt es bei niederen Lasten primär zu einer Verbrennungsverschlechterung mit hohen CH_4 -Emissionen und teilweise katastrophalen Wirkungsgraden. Durch die immer höher eingebrachte Energiemenge werden aber bei höheren Lasten immer niedrigere Luftverhältnisse erreicht. Dadurch kommt es zu einer dem Ottomotor ähnlichen Verbrennung und höchste Substitutionsraten können dargestellt werden. Bei Zugabe von AGR werden die Stickoxidemissionen bei diesen Lasten bis auf Serienniveau reduziert, die Rußemissionen sind durch das homogen vorliegende Kraftstoff-Luft-Gemisch entsprechend gering.

Aufgrund der hohen CO_2 -Ersparnis und den zum Teil sogar über dem Serienniveau liegenden Wirkungsgraden im mittleren und hohen Lastbereich erscheint eine dortige Anwendung als denkbar, siehe Abbildung 6.43b. Gerade für Nutzfahrzeuge, die vielfach nahe an der Vollast betrieben werden, ist eine Verringerung der Kohlendioxidemissionen von Bedeutung. Nicht zuletzt deswegen, weil innerhalb der EU ein CO_2 -Grenzwert für leichte NFZ bereits eingeführt und für schwere derzeit in Planung ist. Ein Großteil der Lastpunkte des ab 2013 geltenden WHSC, siehe Abbildung 6.45b, könnten im Simultanbetrieb gefahren werden. Als problematisch sind allerdings die hohen CH_4 -Emissionen anzusehen, mögliche Lösungsansätze wurden bereits in Kapitel 6.6.7 erörtert.

Im Vergleich zu reinen Methan- bzw. Erdgasmotoren ist auch hier der Vorteil der schnellen Verfügbarkeit der Lösung zu nennen. Gerade Langstrecken-LKW könnten, sofern in der Region verfügbar, mit Methan bzw. Erdgas betrieben werden, in abgelegenen Gegenden aber konventionell im Dieselbetrieb arbeiten.

Zudem ist ein Ausbau des Erdgasversorgungsnetzes in den nächsten Jahren anzunehmen, was wiederum für die Verfügbarkeit der Lösung spricht. Ebenso ergibt sich eine hohe Kostenersparnis, da Erdgas zumindest heute noch deutlich billiger ist als Diesel.

Im Vergleich zu den sich bereits am Markt befindlichen Erdgas-Ottomotoren sind bei diesem Konzept durch das höhere Verdichtungsverhältnis deutlich bessere Wirkungsgrade möglich.

Zusammengefasst ergeben sich folgende Vorteile bei einer Anwendung im hohen Lastbereich:

- Reduzierung des CO_2 -Ausstoßes
- Verbesserung bzw. Vermeidung des NO_x /Ruß-TradeOffs

- geringere Treibstoffkosten
- beherrschbare Technologie
 - ▷ keine essenzielle Abhängigkeit vom Ausbau des Erdgasversorgungsnetzes
 - ▷ kurzfristige Realisierbarkeit
 - ▷ Systemmehrkosten weitaus geringer im Vergleich zu anderen Konzepten
 - ▷ Integrierbarkeit in bestehende Fahrzeugkonzepte

6.7.2 Technische Realisierbarkeit

Die Vorteile der beiden alternativen Konzepte wurden bereits im vorigen Unterkapitel erörtert. Hier soll nun noch auf eine mögliche technische Realisierung eingegangen werden.

Umrüstung bestehender Fahrzeuge

Bivalente Erdgas-Antriebskonzepte auf ottomotorischer Basis sind heute Stand der Technik. Der Einbau des Erdgassystems erfolgt bei Neufahrzeugen direkt in der Produktionsstätte, bei gebrauchten Kraftfahrzeugen in Fachwerkstätten. Der Erdgastank wird entweder im Kofferraum des Fahrzeuges montiert, oder platzsparender, in der Nische des Reserverades, wobei Letzteres dann selbstverständlich nicht mehr mitgeführt werden kann.

Die Umrüstung für Dieselmotoren könnte für den Erdgas-Diesel-Simultanbetrieb ebenso entweder direkt im Werk oder aber auch nachträglich durchgeführt werden. Im Allgemeinen sind die gleichen Komponenten wie bei den ottomotorischen, bivalenten Fahrzeugen einzubauen. Diese wären unter anderem: Saugrohrenblaseventile, Gasverteilerrohr, eigenes Steuergerät für Erdgas, sowie das gesamte Kraftstoffversorgungssystem [2]. In Abbildung 6.46 ist eine Übersicht über die erdgasspezifischen Komponenten eines in Serie befindlichen bivalenten Erdgas-Benzin-Fahrzeuges vom Hersteller Mercedes zu sehen.

Besondere Aufmerksamkeit gilt dabei vermutlich dem Seriensteuergerät, da dieses nicht nur mit dem Erdgas-Steuergerät kommunizieren muss, sondern wahrscheinlich auch ein hoher Applikationsaufwand betrieben werden muss, um einen Simultanbetrieb überhaupt zu ermöglichen.

Die Komponenten für eine Umrüstung auf Wasserstoff-Diesel-Simultanbetrieb sind zwar prinzipiell die gleichen, es müssen aber wesentlich strengere Sicherheitsvorschriften erfüllt werden, wodurch eine Umrüstung mit höheren Kosten verbunden ist. Zusätzlich ist die gespeicherte Energie bei gleichem Behältervolumen im Vergleich zu Erdgas aufgrund der niedrigeren Dichte wesentlich geringer, wodurch sich deutlich

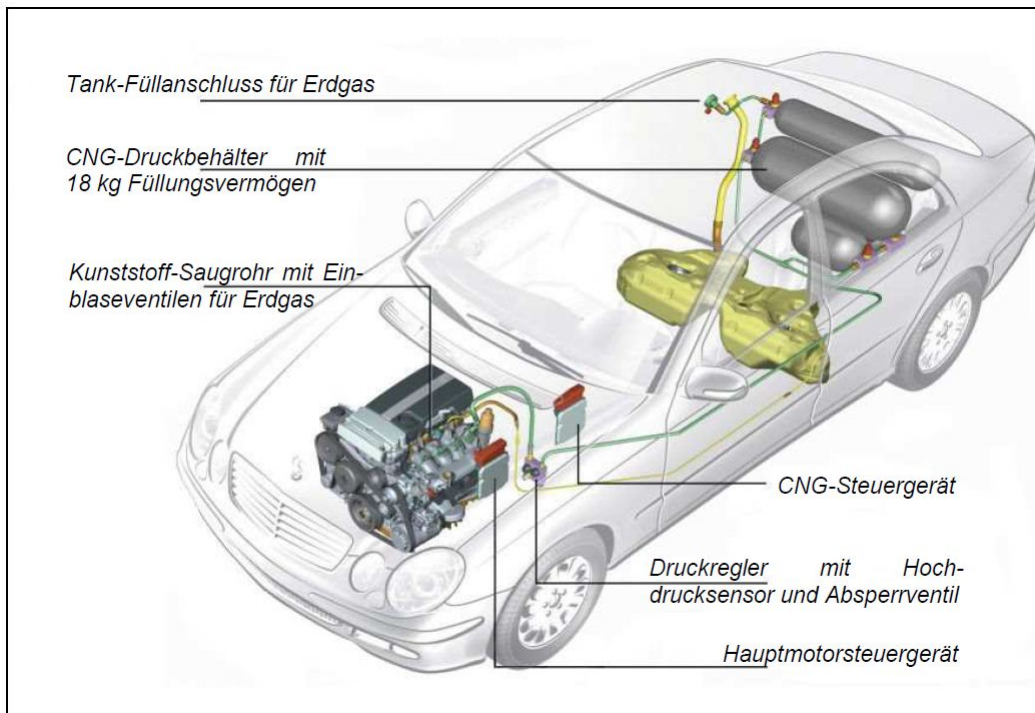


Abbildung 6.46: CNG-Komponenten im Mercedes E 200 NGT [2]

niedrigere Reichweiten pro Tankfüllung ergeben. Alternativ zur gasförmigen wäre deshalb auch eine kryogene Speicherung möglich, bei der entsprechend größere Energiemengen im Fahrzeug mitführbar wären [6].

Verfügbarkeit der Lösung

Sofern eine Verträglichkeit im Instationärbetrieb gegeben ist, könnte eine technische Realisierung der Methan-Dieselerbrennung in naher Zukunft möglich sein. Besondere Beachtung gilt aber den CH_4 -Emissionen, die wie in Kapitel 6.6.7 erörtert, entweder innermotorisch oder aber über eine Abgasnachbehandlung reduziert werden müssen.

In den nächsten Jahren wird das Erdgasversorgungsnetz verstärkt ausgebaut werden, wodurch eine Kraftstoffversorgung auch in den ländlichen Regionen möglich sein wird. Nicht zuletzt aufgrund der einfachen Motoradaptierung und dem immer höheren Umweltbewusstsein der Bevölkerung ist dieses Konzept eine durchaus interessante Alternative zur Nutzung konventioneller Kraftstoffe.

Im Gegenzug dazu wäre bei einer Anwendung der H_2 -Dieselerbrennung eine flächendeckende Versorgung von Wasserstoff das größte Problem. Zudem lägen die Fahrzeugkosten nach aktuellem Stand ungefähr drei mal so hoch wie bei aktuellen Serien-

fahrzeugen. Die Treibstoffkosten wären bei Wasserstoffproduktion aus Erdgas ebenfalls drei mal höher, bei Gewinnung aus Elektrolyse noch einmal um den Faktor 10 teurer als bei Erdgas [26].

Technisch gesehen wäre die Nutzung von Wasserstoff, im Gegenzug zu anderen Konzepten, wie beispielsweise dem Elektromotor, bereits heute realisierbar. Die Systemmehrkosten wären zudem wesentlich geringer als bei anderen alternativen Ansätzen. Auch als Option für einen möglichen Übergang zu einer Wasserstoffwirtschaft könnte die H₂-Dieselverbrennung durchwegs sinnvoll eingesetzt werden.

Das von nahezu allen Herstellern praktizierte Downsizing, bei dem kleinere Motoren in einem höheren Lastbereich betrieben werden, erscheint bei der H₂-Dieselverbrennung allerdings durch die Frühzündungsproblematik als schwierig. Weiterführende Untersuchungen sowie eine gezielte Brennverfahrensentwicklung sind notwendig, um eine Verschiebung dieser Verbrennungsanomalien zu höheren Lasten hin zu erreichen.

Nutzung bestehender Produktionseinrichtungen

Im Vergleich zu anderen alternativen Antriebskonzepten, bei denen teilweise völlig neue Produktionsstraßen errichtet werden müssten, könnten bei den zwei erwähnten Konzepten bestehende Produktionseinrichtungen genutzt werden. Diese müssten lediglich um den Einbau der Gaskomponenten erweitert werden. Wie bereits erwähnt, sind die Anforderungen an das Speichersystem bei Wasserstoff allerdings extrem hoch, wodurch Letzteres heute noch sehr teuer ist. Mit Einsetzen einer Massenproduktion würden aber auch diese Kosten zunehmend sinken.

7 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurden die Potenziale einer möglichen Wasserstoff-Diesel- bzw. Methan-Diesel-Simultanverbrennung untersucht und erörtert.

Nach einer grundlegenden Beschreibung bedeutender Eigenschaften der beiden alternativen Kraftstoffe, wurden wichtige Überlegungen zum Simultanbetrieb angestellt. Dabei ist infolge der kohlenstoffärmeren Verbrennung von Methan mit steigender Substitutionsrate ein zunehmendes CO₂-Einsparungspotenzial erkennbar, das über 20% beträgt. Noch drastischer ist diese Absenkung bei Nutzung von Wasserstoff, da bei dessen Verbrennung kein CO₂ emittiert wird. Des Weiteren wurden die wichtigen Parameter λ_{Saug} sowie energetischer Gasanteil eingeführt.

Nach der Adaptierung des Versuchsträgers und dem Aufbau der Kraftstoffversorgung, ergaben sich bei den ersten Messungen Probleme bezüglich der Gleichverteilung des Gases. Vermutlich aufgrund der Strömungsverhältnisse im Saugrohr bekamen die vorderen Zylinder trotz saugsynchroner Einblasung nahezu kein Gas, die hinteren hingegen unverhältnismäßig viel. Dies machte eine erneute Modifikation des Saugrohres notwendig, mit der schließlich eine hervorragende Gleichverteilung erzielt werden konnte.

Bei den Wasserstoffuntersuchungen stellte sich anschließend heraus, dass höchste Substitutionsraten im niederen und mittleren Lastbereich dargestellt werden können. Aufgrund der weiten Zündgrenzen ist es auch bei hohen Luftverhältnissen möglich, eine akzeptable Verbrennung zu erreichen. Die Zugabe von AGR führt nicht nur zu einer Reduktion der Stickoxidemissionen, sondern bewirkt gleichzeitig auch ein Absinken des Luftverhältnisses λ_{Saug} , wodurch es zu einer noch besseren Verbrennung mit höheren Wirkungsgraden kommt. Infolge der mit zunehmender Substitutionsrate zunehmend kohlenstoffärmeren Verbrennung, ist eine Vermeidung des NO_x/Ruß-TradeOffs möglich. Sowohl Stickoxid- als auch Rußemissionen befinden sich bei AGR-Zugabe auf äußerst niedrigem Niveau.

Durch das Auftreten von Frühzündungen ist die maximale Substitutionsrate bei höheren Lasten allerdings begrenzt. Auch ist eine Zugabe von AGR nicht möglich, wodurch die Stickoxidemissionen extrem hoch sind. Luftverhältnisse $\lambda_{\text{Saug}} < 3$ bzw. noch höher sind mit steigender Last aufgrund besagter Verbrennungsanomalien nicht darstellbar. Weitere Untersuchungen sind daher nötig, um Möglichkeiten der Vermeidung dieser Frühzündungen zu erforschen. Eine Änderung der Brennraumgeometrie sowie weitere

brennverfahrenstechnische Entwicklungsschritte sind im Falle weiterer Forschungsaktivitäten unbedingt durchzuführen. Ebenso ist die Möglichkeit einer Ladedruckerhöhung, durch welche das Auftreten von Verbrennungsanomalien verzögert werden könnte, zu untersuchen.

Bei den Untersuchungen im Methan-Diesel-Simultanbetrieb stellte sich heraus, dass, im Gegensatz zu den Wasserstoffversuchen, hohe Substitutionsraten im niedrigen Lastbereich nicht sinnvoll dargestellt werden können. Verantwortlich dafür ist die geringe magere Zündgrenze des Methans, wodurch eine akzeptable Verbrennung erst bei Luftverhältnissen $\lambda_{\text{Saug}} < 2$ eintritt. Aufgrund der höheren eingebrachten Dieselmenge ist bei mittleren und hohen Lasten entsprechend mehr Energie ersetzbar und niedrige Luftverhältnisse werden erreicht. Die maximale Substitutionsrate ist dort in der Regel nur durch die minimale Dieseleinspritzmenge bzw. durch jene Menge, die für eine akzeptable Gemischentflammung notwendig ist, begrenzt. Bei Zugabe von AGR werden die Stickoxidserienwerte erreicht, die Wirkungsgrade befinden sich ebenso auf Serienniveau. Auch hier ist infolge des vorgemischten Methan-Luft-Gemisches nahezu keine Rußbildung, bei gleichzeitig geringen NO_x -Werten, zu beobachten.

Die extrem hohen CH_4 -Emissionen sinken zwar mit steigender Last ab, es wäre allerdings auch hier eine weitere Abgasnachbehandlung nötig um die zukünftigen Emissionsvorschriften einhalten zu können. Die Abgasnachbehandlung für Methan ist jedoch aufgrund seiner stabilen Molekülstruktur problematisch. Eine Brennverfahrensanpassung und eine Änderung der Brennraumgeometrie wären notwendig, um eine Verringerung der CH_4 -Emissionen zu erlangen und somit den Wirkungsgrad weiter zu steigern. Auch die Anbringung einer Zündkerze zur besseren Gemischentflammung wäre denkbar.

Zusammenfassend ist zu sagen, dass die Wasserstoff-Dieselerverbrennung ebenso wie die Methan-Dieselerverbrennung interessante Alternativen zur Reduzierung des CO_2 -Ausstoßes sind. Im Vergleich zu anderen Konzepten ist eine Anwendung in naher Zukunft vorstellbar, nicht zuletzt aufgrund der ausgereiften Technik von Verbrennungsmotoren. Die Umrüstung bestehender Fahrzeuge würde einen vertretbaren Aufwand darstellen, um zukünftige CO_2 -Grenzwerte erfüllen zu können. Es sind aber bei beiden Alternativen weitergehende Untersuchungen und Entwicklungsschritte nötig, um insbesondere das Instationärverhalten zu erforschen sowie die erwähnten Probleme in den Griff zu bekommen. Ein erster Schritt um die Vorteile einer Simultanverbrennung aufzuzeigen und weitere Forschungsaktivitäten zu animieren, wurde in der vorliegenden Arbeit gesetzt.

Literaturverzeichnis

- [1] Briem, Martin. *Untersuchungen zur inneren Gemischbildung an einem Wasserstoff-Forschungsmotor*. Schriftenreihe, Band 8, Universität Stuttgart, 1998.
- [2] Dingel, Oliver; et al. *Gasfahrzeuge - Die passende Antwort auf die CO₂-Herausforderung der Zukunft?* Expert Verlag Renningen, 2004.
- [3] Eichlseder, Helmut. *Thermodynamik*. Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2008.
- [4] Eichlseder, Helmut. *Kolbenmaschinen*. Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2009.
- [5] Eichlseder, Helmut. *Verbrennungskraftmaschinen - vertiefte Ausbildung*. Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2010.
- [6] Eichlseder, Helmut; Klell, Manfred. *Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik*. 2. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag Wiesbaden, 2010.
- [7] Eichlseder, Helmut; Klüting, Manfred; Piock, Walter. *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*. Springer Verlag Wien New York, 2008.
- [8] Flierl, Rudolf; et al. *Simultane Verbrennung - Methan-Benzin- und Methan-Diesel-Mischbetrieb*. Veröffentlichung, Technische Universität Kaiserslautern, 2011.
- [9] Geitmann, Sven. *Wasserstoff & Brennstoffzellen*. Hydrogeit Verlag Kremen, 2004.
- [10] Geitmann, Sven. *Erneuerbare Energien & Alternative Kraftstoffe*. 2. Auflage, Hydrogeit Verlag Kremen, 2005.
- [11] Geitmann, Sven. *Wasserstoffautos*. Hydrogeit Verlag Kremen, 2006.
- [12] Gerthsen, Tarsilla. *Chemie für den Maschinenbau 2*. Universitätsverlag Karlsruhe, 2008.
- [13] Hausberger, Stefan. *Umweltauswirkungen des Verkehrs*. Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2011.

- [14] Kožuch, Peter. *Ein phänomenologisches Modell zur kombinierten Stickoxid- und Rußberechnung bei direkteinspritzenden Dieselmotoren*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2004.
- [15] Merker, Günter; Schwarz, Christian; Teichmann, Rüdiger. *Grundlagen Verbrennungsmotoren - Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. 5. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag Wiesbaden, 2011.
- [16] Otto, Frank; Rößler, Klaus; Bertram, Christoph. *Potenziale des aufgeladenen monovalenten Erdgasmotors beim PKW*. 11. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“ Graz, 20./21. September 2007.
- [17] o.V. <https://de.wikipedia.org/>.
- [18] o.V. *Kraftstoff CNG - Fahren mit Erdgas*. Zeitschrift der österreichischen Vereinigung für das Gas- und Wasserfach und des Fachverbandes der Gas- und Wärmeversorgungsunternehmen, 18. November 2011.
- [19] o.V. *AVL 415S Rauchwertmessgerät - Gerätehandbuch*. Handbuch, Graz, 2005.
- [20] o.V. *Erdgas fahren*. Veröffentlichung, Gasmobil AG Arlesheim, 2007.
- [21] o.V. *Erdgas - Erdöl - Entstehung, Suche, Förderung*. Broschüre, WEG Wirtschaftsverband Erdöl- und Erdgasgewinnung e.V. Hannover, 2008.
- [22] o.V. *Worldwide Emissions Standards - Heavy Duty and Off-Road Vehicles*. Broschüre, Delphi - Innovation for the Real World, 2011.
- [23] Pischinger, Rudolf; Klell, Manfred; Sams, Theodor. *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. 3. Auflage, Springer Verlag Wien New York, 2009.
- [24] Rodewald, Gisbert. *Brandlehre*. 6. Auflage, Kohlhammer Verlag Stuttgart, 2007.
- [25] Schreiner, Klaus. *Basiswissen Verbrennungsmotor*. Vieweg+Teubner Verlag Wiesbaden, 2011.
- [26] Skarics, Rudolf. *Ein flüchtiges Element*. in: autorevue 12/2011, S. 46-48.
- [27] Van Basshuysen, Richard; Schäfer, Fred. *Lexikon Motorentchnik*. Vieweg & Sohn Verlag Wiesbaden, 2004.
- [28] Van Basshuysen, Richard; Schäfer, Fred. *Handbuch Verbrennungsmotor*. 4. Auflage, Vieweg & Sohn Verlag Wiesbaden, 2007.
- [29] Wietschel, Martin; Bünger, Ulrich. *Vergleich von Strom und Wasserstoff als CO₂-freie Endenergieträger*. Endbericht, Fraunhofer-Institut für System- und Innovationsforschung ISI Karlsruhe, 2010.