



TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN

DIPLOMARBEIT

**Potential von sauerstoffhaltigen Dieseleratzkraftstoffen nach
Reformierung mit Abgaswärme: Untersuchung am Einzylinder-
Forschungsmotor**

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Diplom-Ingenieurs unter der Leitung von

Univ. Prof. Dr. techn. Bernhard Geringer

und

Associate Prof. Dr. techn. Peter Hofmann

E315

Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Manuel Eckhardt, BSc

0526063

Hauptstraße 58, 7033 Pötttsching



Diplomaufgabe

Herrn Manuel Eckhardt, Matr. Nr. 0526063, wird folgende Diplomaufgabe gestellt:

„Potenzial von sauerstoffhaltigen Dieseleratzkraftstoffen nach Reformierung mit Abgaswärme: Untersuchung am Einzylinder-Forschungsmotor“

Im Einzelnen sind folgende Punkte zu bearbeiten:

1. Literaturrecherche: Reformierung von regenerativen sauerstoffhaltigen Dieseleratzkraftstoffen mittels Abgaswärme.
2. Adaption und Inbetriebnahme des Einzylinder-Dieselmotors mit Synthesegaseinblasung, Gasmischanlage und der benötigten Messtechnik.
3. Untersuchung am Motorenprüfstand: Neben der Basisvermessung des Versuchsträgers mit CEC-Dieselmotorkraftstoff, sollen in ausgewählten Lastpunkten, Detailmessungen mit Synthesegaseinblasung in das Saugrohr mit unterschiedlicher Gaszusammensetzung und -menge bei angepassten Betriebsparametern durchgeführt werden, um das Potenzial bezüglich:
 - Energieumsetzung,
 - Effizienzverhalten und
 - Emissionsverhaltenzu ermitteln.
4. Die Auswertung der Untersuchungen und die Ergebnisanalyse sollen den Einfluss des Anteils der Zusammensetzung des Synthesegases auf das dieselmotorische Brennverfahren und die Emissionen beinhalten und durch Wirkungsgradanalysen ergänzt werden.

Ein gebundenes Exemplar und eine Version der Diplomarbeit auf Datenträger sind am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien abzugeben.

Die Diplomarbeit soll Anfang März 2015 beginnen und ist bis Ende September 2015 zu beenden.

Die Ergebnisse der Arbeit sind vertraulich zu behandeln und dürfen nur mit schriftlicher Genehmigung des Institutsvorstandes weitergegeben bzw. veröffentlicht werden.

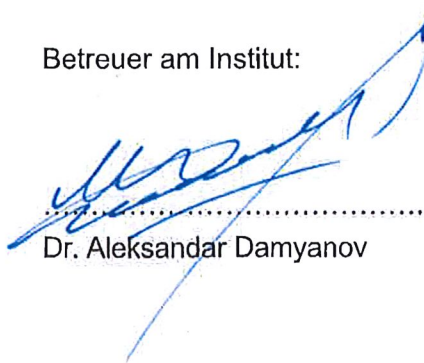
Die Benutzung der Versuchseinrichtungen des Institutes hat in den Dienststunden und unter Anleitung des Betreuers zu erfolgen. Dabei dürfen alle Arbeiten nur unter besonderer Beachtung der geltenden Sicherheitsvorschriften durchgeführt werden.

Einverstanden:



Manuel Eckhardt

Betreuer am Institut:



Dr. Aleksandar Damyanov



Assoc. Prof. Dr. Peter Hofmann

Eidesstattliche Erklärung

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

Potenzial von sauerstoffhaltigen Dieseleratzkraftstoffen nach Reformierung mit Abgaswärme: Untersuchung am Einzylinder-Forschungsmotor

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin. Ich erkläre weiters an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Arbeiten selbständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch im Ausland (einer Beurteilerin / einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, am 20.10.2020


Manuel Eckhardt

Sperrvermerk:

Ich weise darauf hin, dass die Diplomarbeit vertrauliche Informationen und unternehmensinterne Daten beinhaltet. Daher ist eine Veröffentlichung oder Weitergabe von Inhalten an Dritte ohne die vorherige Einverständniserklärung des Institutes für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik nicht gestattet.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Zeitraum von März 2015 bis September 2015 während meiner Tätigkeit als Diplomand am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien.

Ich danke dem Institutsvorstand Univ. Prof. Dr. techn. Bernhard Geringer für das Ermöglichen und Fördern dieser Arbeit. Ebenso möchte ich Herrn Associate Prof. Dr. techn. Peter Hofmann für seine Unterstützung danken.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dr. Aleksandar Damyanov für die Betreuung dieser Diplomarbeit, die Unterstützung in allen Belangen und die vielen hilfreichen Fachgespräche.

Auch gilt mein Dank sämtlichen Mitarbeitern am Institut für die freundliche Zusammenarbeit.

Ein besonderes Dankeschön gebührt auch meiner Familie für die durchgehende Unterstützung während meines Studiums.

Kurzfassung

Die Probleme des Dieselmotors bezüglich des NO_x -Partikel Trade-Offs sind bekannt, aber nicht die einzigen Gründe für die Forschung an zukünftigen Technologien. Das Bestreben zur Steigerung der Effizienz ist ein wichtiger Punkt, genauso wie die Reduzierung von Kohlendioxid-Emissionen, welche im Bezug zum Thema Klimawandel eine entscheidende Rolle spielen. Bei letzterem bieten vor allem Biogene Kraftstoffe ein hohes Potential durch ihre neutrale CO_2 -Bilanz. Beim Thema Effizienz scheint der Zenit der Entwicklung bald erreicht zu sein, Potential bietet hier noch das Thema Energierückgewinnung. Zur Abdeckung all dieser Punkte bietet sich die thermochemische Rekuperation in Form von Reformierung durch Abgaswärme an. Einerseits haben Biokraftstoffe eine gute Eignung zur Reformierung und andererseits besteht auch eine Möglichkeit den NO_x -Partikel Trade-Off positiv zu beeinflussen. In dieser Arbeit wird die Einbringung von Synthesegas und ihre Auswirkungen auf einen Einzylinder-Prüfstandsmotor im Dual-Fuel Betrieb mit Diesel untersucht. Die Gewinnung des Synthesegases, ein Gas dessen Hauptkomponenten Wasserstoff und Kohlenmonoxid sind, erfolgt über Abgasreformierung, wobei diese nur simuliert und die entsprechende Gaszusammensetzung selbst gemischt wird. Untersucht wird hierbei eine Zusammensetzung, die auf der vollständigen Reformation von (Bio-)Ethanol basiert, um eine Auskunft über das Verhalten von sauerstoffhaltigen Dieseleratzkraftstoffen zu erhalten. Betrachtet wird ein Teillastpunkt bei 5 p_{mi} und ein Betriebspunkt in Vollast bei 15 p_{mi} , jeweils bei 1500 min^{-1} . Neben der Untersuchung des Brennverhaltens und der Emissionen, erfolgte auch eine detaillierte Analyse des Wirkungsgrades.

Abkürzungsverzeichnis

AGR	Abgasrückführung
AI10%	Verbrennungsschwerpunkt in °KW (10% Energieumsetzung)
AI50%	Verbrennungsschwerpunkt in °KW (50% Energieumsetzung)
AI90%	Verbrennungsschwerpunkt in °KW (90% Energieumsetzung)
bzw.	beziehungsweise
CEC	Zertifizierter Prüfdiesel des Comité Européen de Coordination
CH₄	Methan
CO	Kohlenmonoxid
CO₂	Kohlendioxid
COV	Variationskoeffizient des indizierten Mitteldruckes (coefficient of variation)
d.h.	das heisst
F	Treibstoff (Fuel)
FID	Flammenionisationsdetektor
FSN	Filter Smoke Number
H₂	molekularer Wasserstoff
H₂O	Wasser
HC	Kohlenwasserstoffe (Hydrocarbons)
HCCI	Homogenous Charge Compression Ignition
HCLI	Homogeneous Charge Late Injection
ΔH_R	Reaktionsenthalpie
Hz	Hertz
LAN	Local Area Network
MEZ	minimale Zündenergie
min⁻¹	Umdrehungen pro Minute
NO₂	Stickstoffdioxid
NO_x	Stickoxide
O	atomarer Sauerstoff
O₂	molekularer Sauerstoff
ΔP	Druckdifferenz

p_{mi}	indizierter Mitteldruck
PM	Partikelmasse
PN	Partikelanzahl
ppm	parts per million
RAGR	Reformierte Abgasrückführung
RME	Rapsmethylester
SynGas	Synthesegas
ULSD	Ultra Low Sulphur Diesel
VKM	Verbrennungskraftmaschine
WGR	Wassergasreaktion
WKG	Wirkungsgrad
WGV	Wirkungsgradverluste
z.B.	zum Beispiel
°KW	Grad Kurbelwinkel
°KW_{nOT}	Grad Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt
λ	Luftverhältnis

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Reformierung	3
2.1	Dampfreformierung	3
2.2	Partielle Oxidation	4
2.3	Autotherme Reformierung	5
2.4	Trockene Reformierung.....	5
2.5	Abgasreformierung.....	6
2.5.1	Stoffmengenverhältnisse	7
2.5.2	Temperatur	10
2.5.3	Eigenschaften des Reaktors	12
2.5.4	Kraftstoffe.....	12
2.5.5	Zusammenfassung Abgasreformierung.....	13
3	Motorische Verbrennung von Synthesegas	14
3.1	Auswirkungen auf den motorischen Betrieb.....	14
3.1.1	Verbrennungseffekte.....	14
3.1.2	Wirkungsgrad.....	16
3.2	Emissionen.....	17
3.2.1	Stickoxide.....	17
3.2.2	Partikelmasse	18
3.2.3	Kohlenmonoxid	18
3.2.4	Wasserstoff	18
3.3	Einfluss unterschiedlicher Zusammensetzungen	19
4	Versuchsaufbau	22
4.1	Versuchsträger	22
4.1.1	Zylinderkopf	22
4.1.2	Saugstrecke	22
4.1.3	Abgasseite	23
4.1.4	Kraftstoffsystem	24
4.1.5	Weitere Änderungen	24
4.2	Prüfstandsufbau	25

4.2.1	Steuerung	25
4.2.2	Synthesegaseinbringung	26
4.2.3	Belastungsmaschine	26
4.2.4	Aufladung	26
4.3	Messtechnik	27
5	Versuchsdurchführung	28
5.1	Kraftstoffe	28
5.2	Lastpunkte	30
5.3	Einstellungsparameter	30
6	Messergebnisse	32
6.1	Lastpunkt 1500 min ⁻¹ / 5 p _{mi}	33
6.1.1	Substitution von 10 % AGR durch Synthesegas	33
6.1.2	Substitution von 20 % AGR durch Synthesegas	36
6.1.3	Substitution von 40 % AGR durch Synthesegas	44
6.1.4	Substitution von 50 % AGR durch eine Synthesegas-AGR-Mischung	51
6.2	Lastpunkt 1500 min ⁻¹ / 15 p _{mi}	58
6.2.1	Substitution von 15 % AGR durch Synthesegas	58
6.2.2	Steigerung der Synthesegasmenge von 15 % auf 25 %	66
6.3	Überblick der Erkenntnisse	71
7	Zusammenfassung und Aussicht	76
8	Literaturverzeichnis	78

1 Einleitung

Zur jetzigen Zeit gibt es für den Verbrennungsmotor zwei große Probleme, die es zu lösen gilt. Einerseits wird der Rohstoff Erdöl, der für die Gewinnung von Benzin- und Dieselmotoren nötig ist, knapp und zweitens steht er, beziehungsweise genauer gesagt der Dieselmotor, auf Grund seiner Schadstoffemissionen in der Kritik. Bis die Verknappung von Erdöl spürbar wird werden noch mehrere Jahrzehnte vergehen [1], doch muss mit dem Blick in die Zukunft jetzt schon die Suche nach Alternativen begonnen werden. Dabei sollte ein Ziel auch die Verringerung des Ausstoßes an Kohlendioxid (CO_2) sein, um den damit verursachten anthropogenen Treibhauseffekt einzudämmen. Zur Zielerreichung können nun mehrere Wege besprochen werden, sei es eine Elektrifizierung des Antriebes, die Forschung auf dem Gebiet der Brennstoffzelle oder die Suche nach Ersatzkraftstoffen, die nicht auf Öl basieren. Für das zugrunde liegende Forschungsprojekt, in dessen Zuge auch diese Arbeit entstanden ist, stellt die Erforschung von Diesel-Ersatzkraftstoffen einen Grundstein dar. Das Hauptaugenmerk liegt dabei auf sauerstoffhaltigen Biokraftstoffen zweiter Generation, da diese eine rußärmere Verbrennung sowie eine neutrale CO_2 -Bilanz bieten, und keine Konkurrenz mehr zur Nahrungsmittelproduktion darstellen. Desweiteren erwartet man sich Vorteile bei der thermochemischen Rekuperation von Abgaswärme.

Zurzeit steht der Dieselmotor in nicht endend wollender Kritik was seine Sauberkeit beziehungsweise Umweltfreundlichkeit betrifft. Dabei ist der Dieselmotor effizienter als der Benzinmotor, wodurch sich ein niedriger Kraftstoffverbrauch und damit geringere Emissionen an CO_2 ergeben. Die Probleme des Selbstzünders sind jedoch der Ausstoß von Rußpartikeln und Stickoxiden (NO_x). Rußpartikel tragen zur Feinstaubbelastung bei und einige Bestandteile sind seit dem Jahr 2012 von der Weltgesundheitsorganisation als krebserregend eingestuft [2]. Die Emission von Stickoxiden führt zu höheren Belastungen an Stickstoffdioxid (NO_2), welches ebenfalls ein großes Gefahrenpotential für Mensch und Umwelt bereithält [3].

Die Reduktion von Stickoxiden erfolgt motorseitig sehr effektiv durch Rückführung von Abgas, dies verursacht jedoch einen erhöhten Ausstoß von Partikelmasse [4]. Dieser Zielkonflikt ist als NO_x -Partikel Trade-Off bekannt und dessen Lösungsansätze sind Gegenstand zahlreicher Forschungsarbeiten. Einer dieser Ansätze verfolgt die Aufspaltung bzw. Umwandlung von Treibstoff mit Hilfe von Abgaswärme in ein brennbares Gas. Dieser Vorgang ist grundsätzlich als Reformierung bekannt und liefert als Endprodukt Synthesegas, das als brennbare Komponenten Wasserstoff (H_2) und Kohlenmonoxid (CO) enthält. Die Abgasreformierung zählt zu den Verfahren der thermochemischen Rekuperation und soll neben der Steigerung der Motoreffizienz vor allem Vorteile bei der Emissionsreduktion bringen [5]. Eine Steigerung der Effizienz ist durch den endothermen Charakter des Verfahrens möglich, wodurch eine

Energierückgewinnung stattfindet. Die Emissionsreduktion soll vor allem durch die emissionsfreie Verbrennung von Wasserstoff Realität werden.

Diese Arbeit entstand im Zuge eines Forschungsprojektes zur Untersuchung des Einsatzes von biogenen sauerstoffhaltigen Kraftstoffen im Dieselmotor. Dabei wurde nicht nur auf die Eigenschaften der motorischen Verbrennung geachtet, sondern neben Betrachtungen zur Herstellung und Wirtschaftlichkeit auch Untersuchungen zur Reformierbarkeit der Kraftstoffe angestellt. Ein Großteil der Kraftstoffe wurde bis zum jetzigen Zeitpunkt noch nicht auf ihr Potential zur Reformierbarkeit untersucht. Dabei sind vor allem genaue Aussagen zum Wirkungsgrad bei einem Betrieb mit Synthesegas von Interesse, die derzeitige Datenlage hierzu ist überschaubar. Die Untersuchungen zur Reformierbarkeit wurden vom Projektpartner AVL List GmbH durchgeführt, sodass sich der experimentelle Teil der vorliegenden Arbeit nicht direkt mit der Reformierung beschäftigt, sondern nur die Einbringung des Synthesegases und daraus resultierende Auswirkungen auf den motorischen Betrieb untersucht werden.

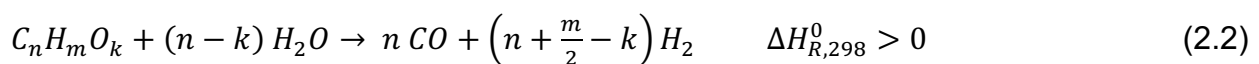
2 Reformierung

Der Begriff Reformierung bezeichnet in der Chemie den Prozess der Wasserstoffherstellung aus Kohlenwasserstoffen. Unterschieden wird zwischen Dampfreformierung, partieller Oxidation und autothermer Reformierung [6] [7]. Teilweise wird in der Literatur zusätzlich noch die trockene Reformierung („dry reforming“) erwähnt, oftmals auch Kohlenstoffdioxid Reformierung genannt [5] [8]. Das entstehende Gasgemisch aus CO und H₂ wird allgemein als Synthesegas bezeichnet und kann auch Anteile von CO₂, CH₄ (Methan) und H₂O (Wasser) beinhalten [6] [7].

Im Folgenden wird auf die einzelnen Verfahren genauer eingegangen, die chemischen Reaktionswege werden aufgezeigt und es wird ein Übergang zur Reformierung mittels Abgases geschaffen.

2.1 Dampfreformierung

Der Prozess der Reformierung erfolgt hier durch Zugabe von Wasserdampf [6]. Beschreiben lässt er sich durch die Reaktionsgleichung 2.1 [6] bzw. als Alternative Gleichung 2.2 [7]. Ferner laufen auch noch die Wassergasreaktion (WGR) Gleichung 2.3 und die Methanisierung Gleichung 2.4 ab [6].



Der hierbei entstandene Wasserstoff stammt nicht nur aus den Kohlenwasserstoffen, sondern auch vom zugeführten Wasser. [5] [9]

In Summe ergibt sich meist eine endotherme Bilanz weshalb eine Beheizung des Reaktors notwendig ist. Gleichung 2.3 und Gleichung 2.4 sind als reversibel anzusehen, wodurch sich, nach dem Prinzip von *Le Chatelier*¹, mit steigender Temperatur mehr CO und H₂ und weniger CH₄ ergibt. In Bild 2.1 ist hierfür die beispielhafte Reformierung von Diesel gezeigt. Ebenso wird weniger Methan produziert, wenn mehr Wasserdampf im Verhältnis zur Kohlenstoffmenge vorhanden ist. [6]

¹ Allgemein besagt das Prinzip von Le Chatelier (Henry le Chatelier, 1850–1936): „Übt man auf ein System, das sich im chemischen Gleichgewicht befindet, durch Änderung der äußeren Bedingungen einen Zwang aus, verschiebt sich das chemische Gleichgewicht derart, dass dieser äußere Zwang vermindert wird.“ Betrachtet man nun speziell die Reaktionstemperatur kommt es bei Temperaturerhöhung zu einer Erhöhung der Komponenten, die unter Wärmeverbrauch entstehen und umgekehrt. [50]

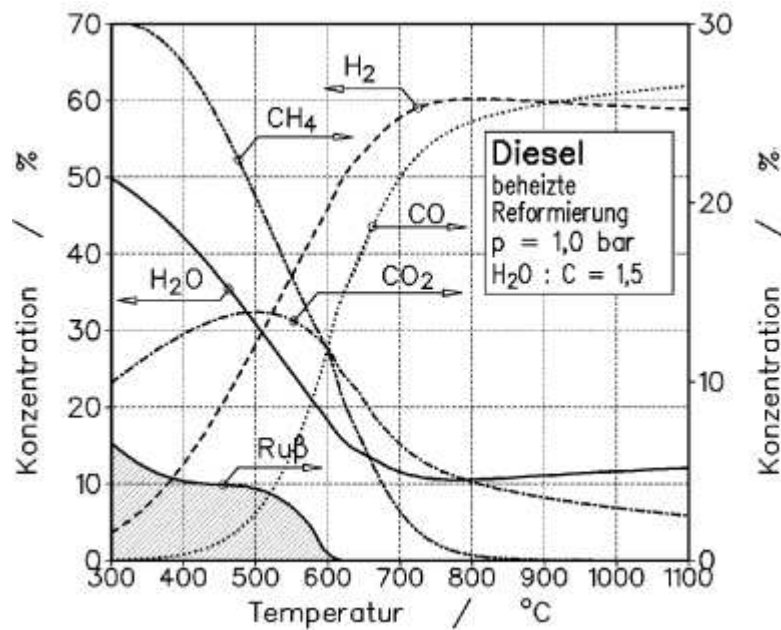


Bild 2.1: Temperaturabhängigkeit der Produktzusammensetzung bei der beheizten Dampfreformierung von Dieseldieselkraftstoff. [6]

Die Dampfreformierung zeichnet sich durch eine hohe Wasserstoffkonzentration im Endprodukt aus, jedoch benötigt der Prozess hohe Temperaturen. Ein guter Wärmeaustausch ist daher von großem Vorteil, allerdings fallen dann Größe und Gewicht des Reaktors höher aus. [10]

2.2 Partielle Oxidation

Bei der partiellen Oxidation erfolgt die Reformierung durch die Zugabe von Sauerstoff oder Luft. Im Gegensatz zur endothermen Dampfreformierung läuft die in Gleichung 2.5 dargestellte Reaktion exotherm ab. [6]



Zwangsläufig kommt es teilweise zu einer vollständigen Oxidation, wodurch Teile des Kraftstoffes zu H₂O und CO₂ umgewandelt werden. Daraufhin treten die Methanisierung (Gleichung 2.4) und die Wassergasreaktion (Gleichung 2.3) als Nebenreaktionen auf. Infolge der exothermen Reaktion ergibt sich die Produktzusammensetzung durch die zugeführte Luftmenge bzw. das Luftverhältnis, zu sehen in Bild 2.2. [6]

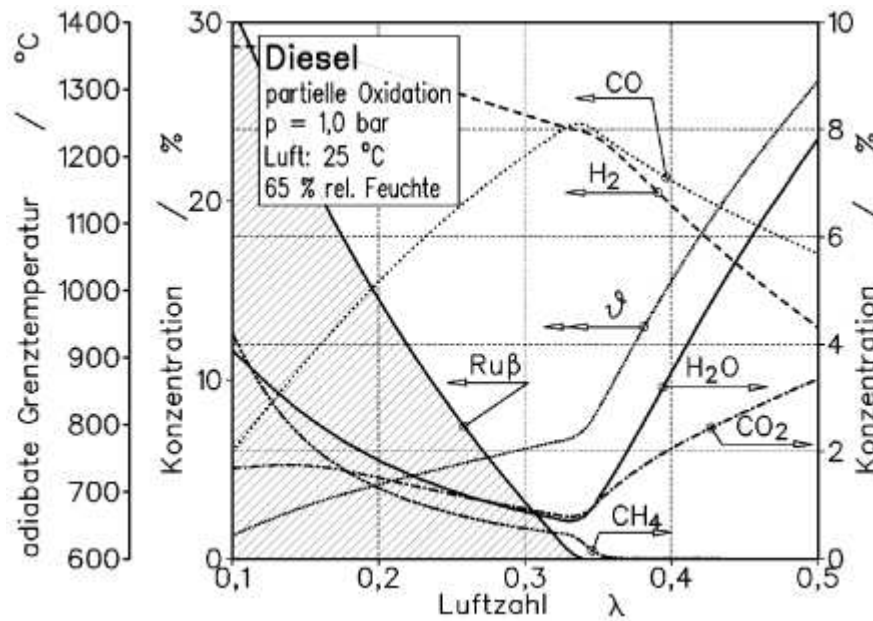


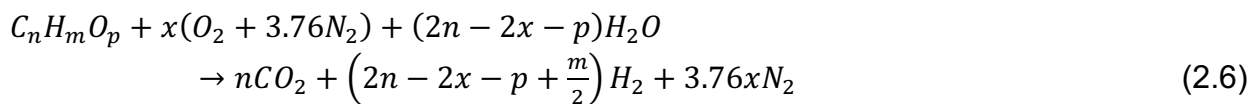
Bild 2.2: Partielle Oxidation von Dieseldieselkraftstoff, Produktzusammensetzung in Abhängigkeit von der Luftzahl λ . [6]

Reaktoren können hier grundsätzlich kompakter gebaut werden und zeichnen sich durch ein gutes dynamisches Ansprechverhalten aus [5]. Jedoch muss das Auftreten von vollständiger Oxidation weitestgehend verhindert werden, damit die Produktion von Wasserstoff nicht behindert wird [8].

2.3 Autotherme Reformierung

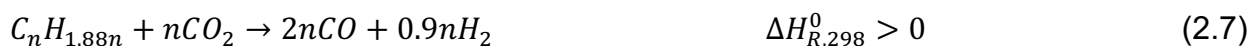
Die autotherme Reformierung verknüpft die endotherme Reaktion der Dampfreformierung mit der exothermen Reaktion der partiellen Oxidation. Ziel ist es mit der exothermen Reaktion den Energiebedarf der endothermen Reaktion zu decken, um somit die Vorteile beider Verfahren zu vereinen. [6]

Die idealisierte Reaktion stellt Gleichung 2.6 dar, wobei x das molare Verhältnis von Sauerstoff zu Treibstoff ist. [10]



2.4 Trockene Reformierung

Die Trockene Reformierung ist eine endotherme Reaktion die bei hohen Temperaturen (>800 °C) abläuft [8]. Hierbei reagiert der eingebrachte Kohlenwasserstoff mit CO_2 und erzeugt dabei H_2 und CO , zu sehen in Gleichung 2.7 [5]. Vorteilhaft ist hierbei der Verbrauch von CO_2 , jedoch bedarf es einer großen Menge an Wärmeenergie [5].



2.5 Abgasreformierung

Die oben genannten Verfahren werden großtechnisch einzeln angewandt, wobei sich ein einzelner, exakter Reaktionsweg nur theoretisch durchführen lässt. Für das Verfahren der Abgasreformierung wird meistens die autotherme Reformierung angestrebt, um die oben genannten Vorteile auszunützen. Die veränderlichen Bedingungen, die sich im motorischen Betrieb ergeben, erschweren jedoch nochmals die Einhaltung eines bevorzugten Reaktionsweges, sodass alle oben genannten Reaktionen stattfinden können. Es ist jedoch erforderlich, dass die Energiebilanz endotherm ausfällt, denn nur dann wird die Verlustwärme im Abgas in chemische Energie umgewandelt. In Folge dessen kommt es zu einer Steigerung des Heizwertes des Synthesegases im Vergleich zum Heizwert des Ausgangskraftstoffes [11] und dies wiederum kann sich positiv auf die Effizienz auswirken [12].

Mit Blick auf das Gesamtprojekt wird deshalb darauf geachtet den Sauerstoffgehalt im Abgas, bei den für die Reformierung gewählten Betriebspunkten, so gering wie möglich zu halten. Es soll eine vollständige Oxidation des zugeführten Kohlenwasserstoffes im Reformier, und eine damit verbundene exotherme Energiebilanz weitestgehend minimiert werden.

Das erste Patent, welches die Abgasreformierung beschreibt, ist von *O. B. Lindstrom* aus dem Jahre 1975 [13]. Weitere nachfolgende Forschungen stammen von *Sjöström et al.* [14] zu Anfang der 80er und der University of Birmingham, von der sehr intensiv ab Anfang der 90er geforscht wurde. Dabei entstanden auch die ersten Forschungen am Dieselmotor [15]. Mittlerweile gibt es ein breites Spektrum an Veröffentlichungen zu dieser Thematik, die auch unter den Begriff der thermisch-chemischen Abgaswärmenutzung [16], [17] fällt.

Um eine Reformierung in Kraftfahrzeugen durchzuführen, wird das Verfahren der Reformierung mittels Abgasrückführung (RAGR) angewendet. Eine schematische Darstellung zeigt Bild 2.3.

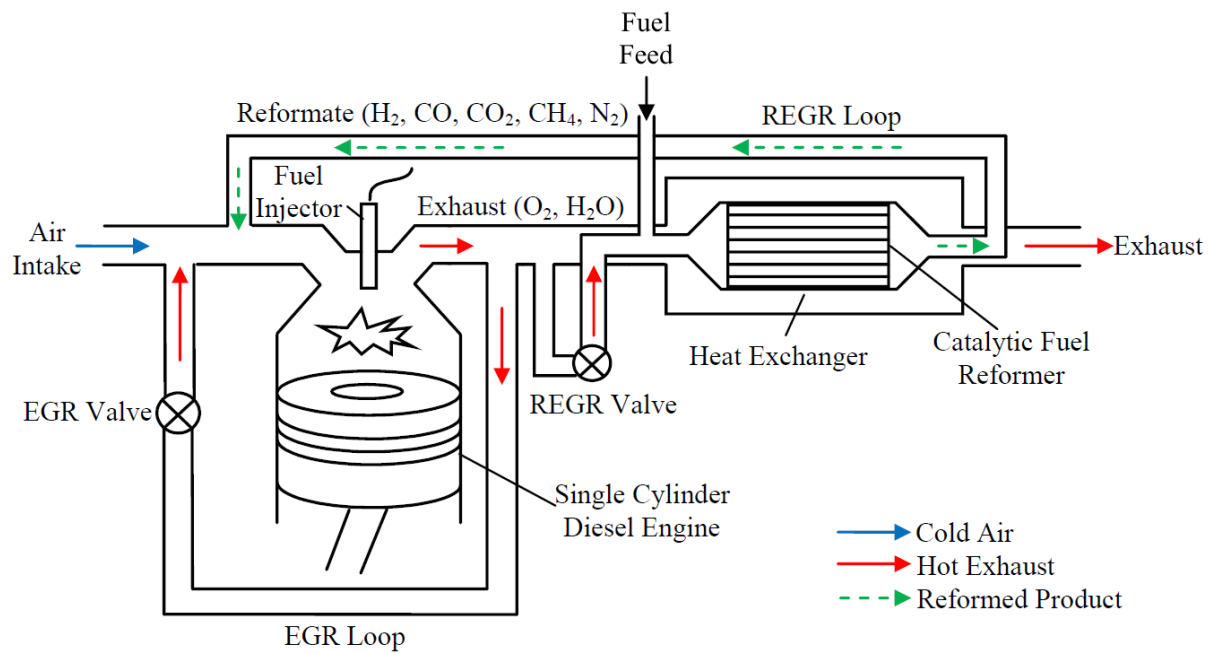


Bild 2.3: Schematische Darstellung eines RAGR-Systems. [8]

Hierbei reagieren die in den Reformer eingebrachten Kohlenwasserstoffe mit dem Abgas des Motors, das die nötigen Anteile an Sauerstoff, Wasserdampf und Kohlendioxid für die chemischen Vorgänge zur Verfügung stellt. Zusätzlich fungiert es als Wärmelieferant und deckt somit einen Teil der Reaktionsenergie ab. Da nicht die komplette Abgasmenge in den Reformer geleitet wird empfiehlt sich die Verwendung eines Wärmetauschers, um die Wärmeenergie des Abgases bestmöglich auszuschöpfen. [5]

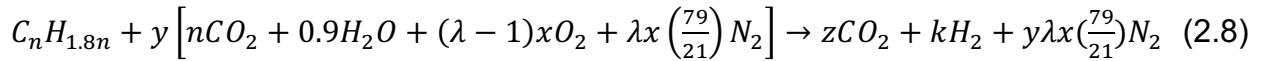
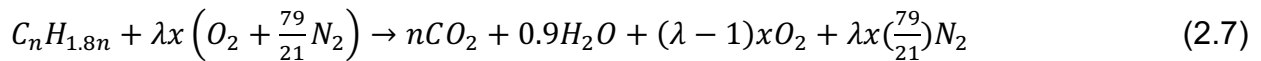
Grundsätzlich lässt sich sagen, dass die Wasserstoffproduktion abhängig ist von den Mengen an Wasserdampf, Sauerstoff und Treibstoff und von der Abgastemperatur des Motors [18]. Weitere Faktoren sind der Aufbau des Katalysators inklusive des verwendeten Materials und die herrschende Raumgeschwindigkeit.

In den nächsten Unterpunkten wird auf die Faktoren und ihre Auswirkungen auf die Zusammensetzung des Synthesegases näher eingegangen, während Veränderungen im motorischen Betrieb im nächsten Kapitel behandelt werden.

2.5.1 Stoffmengenverhältnisse

Aus der Reaktionsgleichung der Dieselverbrennung Gleichung 2.7 ist ersichtlich, dass die Anteile der im Abgas vorhandenen Stoffmengen veränderlich sind. Und zwar in Abhängigkeit des Betriebspunktes und den damit verbundenen Mengen an Treibstoff und Luft, beziehungsweise in weiterer Folge dem Verbrennungsluftverhältnis λ . Somit verändern sich auch die für die Abgasreformierung Gleichung 2.8 vorhandenen bzw. benötigten Anteile an Dampf und Sauerstoff. [5]

Ebenso würde auch ein anderer Treibstoff, durch das veränderte Verhältnis von Kohlen- zu Wasserstoff, die Stoffmengen im Abgasstrom verändern.



λ ... Verbrennungsluftverhältnis

x ... Stoffmenge an Luft [kmol]

y ... Benötigte Stoffmenge an Abgas zur stöchiometrischen Reaktion [kmol]

z ... Stoffmenge an Kohlendioxid [kmol]

k ... Stoffmenge an Wasserstoff [kmol]

In den obigen Gleichungen ist die Abhängigkeit der Reformierung vom Verbrennungsluftverhältnis λ , dass die Menge an Sauerstoff im Abgas widerspiegelt, ersichtlich. Da λ im vorgesehenen Betrieb größer eins ist, befindet sich immer Sauerstoff im Abgas. Je mehr sich λ dem Wert eins annähert, umso geringer wird der Anteil an Sauerstoff und der Anteil an Wasser bzw. Wasserdampf, wird verhältnismäßig größer [5].

Es wurde bereits erwähnt, dass die Mengen an Wasserdampf, Sauerstoff und Treibstoff wesentlichen Anteil am Ablauf der Reformierung haben. Die Prozessparameter die daher betrachtet bzw. variiert werden, sind das molare Verhältnis von Sauerstoff zu Treibstoff (Fuel) O_2/F , das molare Verhältnis von (Wasser-)Dampf zu Treibstoff H_2O/F und das atomare Verhältnis von Sauerstoff zu Kohlenstoff O/C [5]. Es sei darauf hingewiesen, dass der Sauerstoff der in anderen Verbindungen als in O_2 und H_2O vorliegt, hierbei meist vernachlässigt wird [18] [19] [20]. Im Grunde genommen zeigen diese Parameter die Veränderung in der zugeführten Treibstoff- oder Abgasmasse an, es muss jedoch auch die Zusammensetzung des Abgases beachtet werden. Es sei nochmals darauf hingewiesen, dass die obigen Kenngrößen sich immer auf den Reaktor und nicht den Motor beziehen, z.B. bezieht sich Treibstoff hier auf den in den Reaktor eingebrachten und nicht den motorisch verbrannten.

Mit steigendem O/C Verhältnis steigt die Spitzentemperatur im Reaktor und vice versa, dies lässt sich auf die vermehrt bzw. vermindert auftretende vollständige Oxidation zurückführen [21] [22]. Wird das O/C -Verhältnis durch eine Erhöhung des Sauerstoffs gesteigert sinkt die Produktion von H_2 , im Gegensatz zur Steigerung durch ein mehr an Wasser, bei der sich die Wasserstoffausbeute und zusätzlich die Treibstoffumsetzung verbessern [18].

Der gleiche Veränderungseffekt der Spitzentemperatur bei Änderung des O/C -Verhältnisses lässt sich auch beim Variieren des O_2/F Verhältnisses beobachten [20].

Eine Reduktion des Abgasstromes und somit des O_2/F -Verhältnisses führt zu einer besseren Produktausbeute, da durch den geringeren Sauerstoffgehalt weniger Treibstoff verbrennt und somit mehr für die Reformierung zur Verfügung steht [18] [19].

Der gleiche Effekt tritt ein, wenn nicht der Abgasstrom reguliert wird, sondern die Treibstoffzufuhr. Wird diese gesteigert, gibt es Zuwächse im H_2 - und CO -Ausstoß, jedoch gibt es dann auch vermehrt Kohlenwasserstoffe im Produktgas die nicht umgesetzt wurden [20]. Bild 2.4 zeigt diesen Zusammenhang. Im vorliegenden Fall wurde durch die Erhöhung der Treibstoffzufuhr das O/C -Verhältnis immer mehr in Richtung stöchiometrisch verschoben, wodurch die H_2 Produktion verbessert wurde [20].

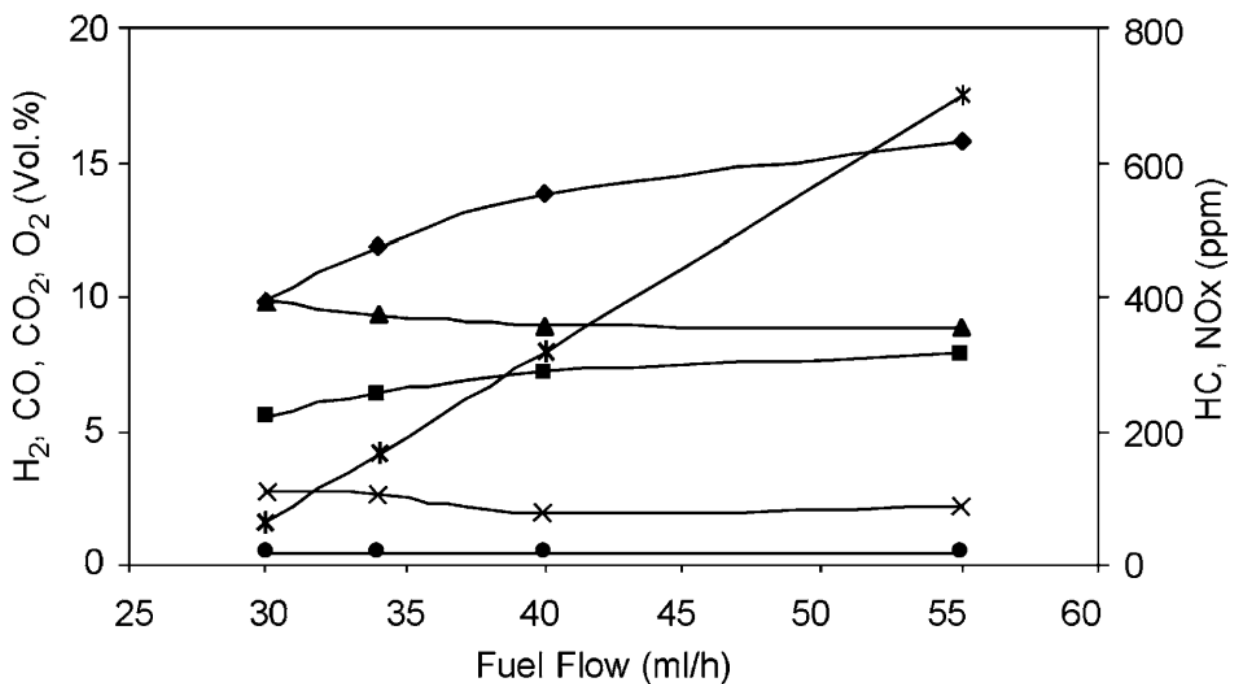


Bild 2.4: Effekte der Treibstoffzufuhr auf die Zusammensetzung des Produktgases. (♦) H_2 , (■) CO , (▲) CO_2 , (●) NO_x , (x) O_2 , (✱) HC [20]

Als nächstes widmen wir uns dem H_2O/F -Verhältnis. Die folgenden Erläuterungen beziehen sich dabei auf Versuche bei denen zusätzlich Wasser in den Reformer eingebracht wurde [18] [19], um eben jene Effekte zu untersuchen.

Zusätzliches Wasser, d.h. das Erhöhen des H_2O/F -Verhältnisses resultiert in einer vermehrten Produktion von H_2 . Mit steigender Wassermenge reduziert sich dabei der Anteil an CO , was auf eine vermehrt auftretende Wassergasreaktion schließen lässt. [18]

Bild 2.5 zeigt die Zusammenhänge zwischen erhöhter Wasser- bzw. Treibstoffmenge und H_2 -Produktion. ULSD bezeichnet hierbei den Treibstoff „Ultra Low Sulphur Diesel“.

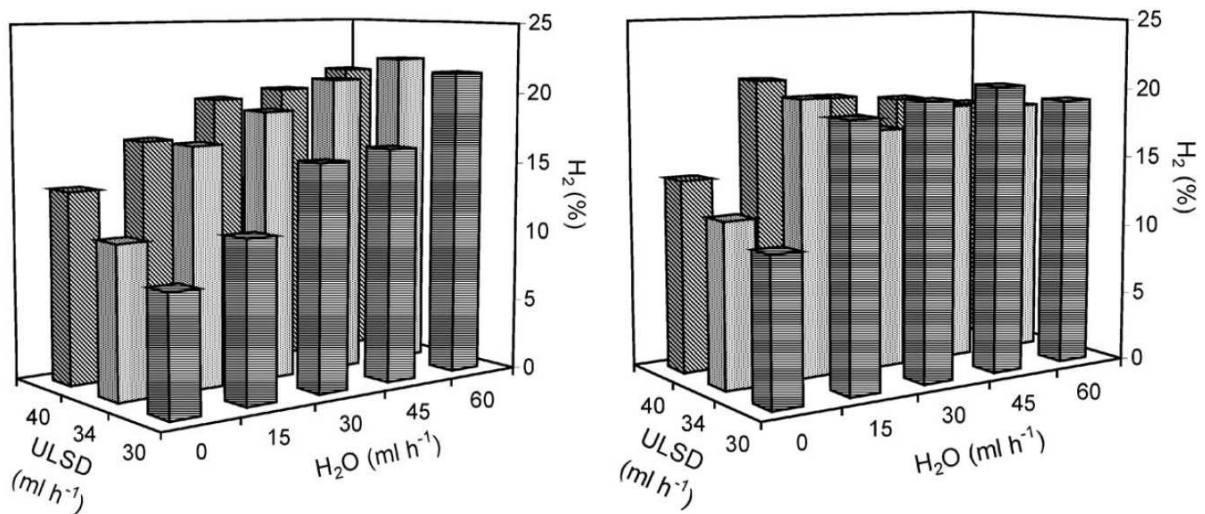


Bild 2.5: Effekte auf die Zusammensetzung des Produktgases bei zusätzlicher Wasserzufuhr in den Reformer. Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} ; Links: 4,6 bar p_{mi} ; Rechts: 6,1 bar p_{mi} . [18]

Zu erkennen ist auch, dass ein höherer Lastpunkt Vorteile mit sich bringt. Dieser weist zumeist einen höheren Wasseranteil und einen geringeren Sauerstoffanteil im Abgas auf. Dies führt zu einer besseren H_2 Ausbeute.

2.5.2 Temperatur

Der Einfluss der Temperatur auf die Zusammensetzung des Synthesegases soll hier mit Hilfe einer, in **Bild 2.6** gezeigten, Produktverteilung von *Gomes et al.* [23] erläutert werden. Gleichgewichtsmodelle von anderen Autoren [21] unterscheiden sich in den Verläufen grundsätzlich nur gering. *Gomes et al.* [23] zeigen auch, dass die theoretischen Modelle eine gute Näherung der, in experimentellen Versuchen ermittelten, Verläufe darstellen. Einzig bei der Methanproduktion kommt es zu starken Abweichungen, dies begründen die Autoren mit dem verwendeten Katalysator Material, das auf die zuständige Reaktion schlecht anspricht.

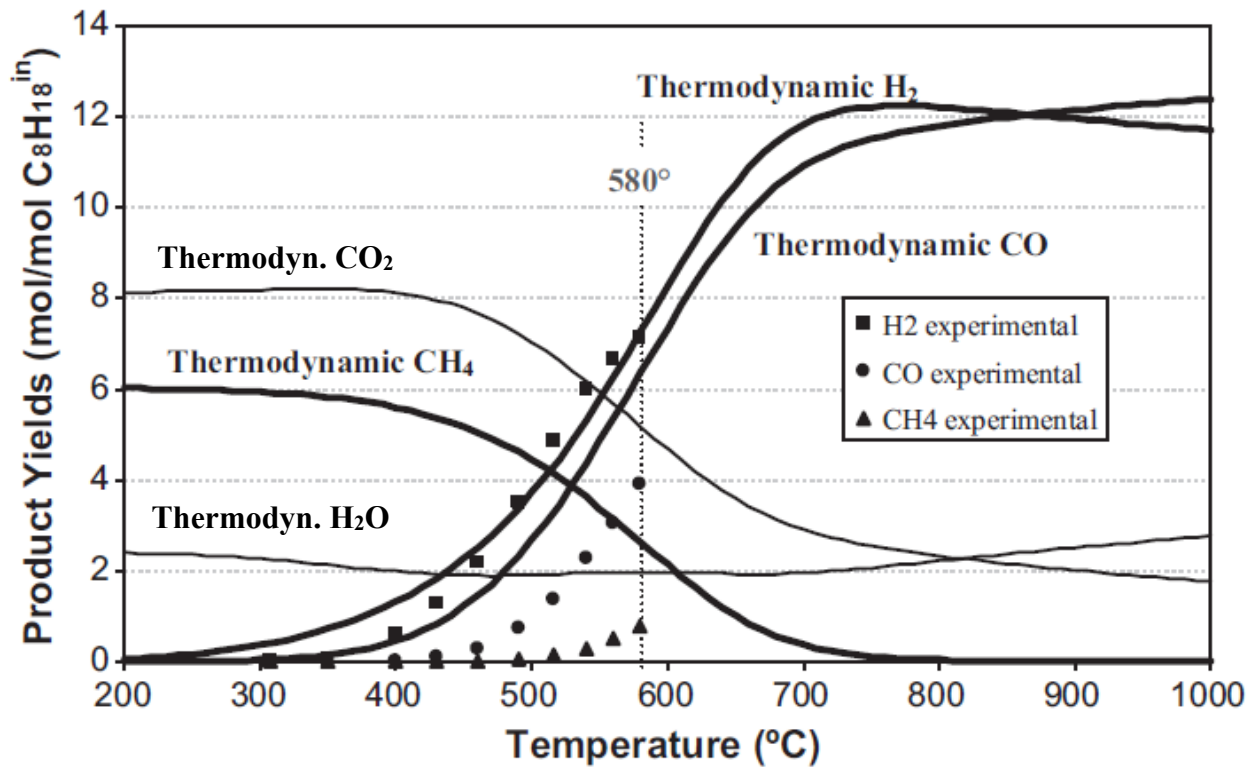


Bild 2.6: Thermodynamische und experimentelle Produktverteilung als Funktion der Temperatur bei der Abgasreformierung von Isooctane C₈H₁₈. [23]

Man sieht, dass sich mit steigender Temperatur mehr H₂ und CO bildet und die Entstehung von CH₄ und CO₂ nachlässt. Die steigenden H₂- und CO-Werte lassen auf den bevorzugten Ablauf der Dampfreformierung schließen. Ab einer bestimmten Temperatur nimmt der Ausstoß an H₂ wieder leicht ab, von *Gomes et al.* [23] wird dies dadurch begründet, dass die Trockene Reformierung hier überhandnimmt, was sie durch den weiteren Anstieg an CO, den Abfall an CO₂ und den verminderten Verbrauch an H₂O bestätigt sehen.

Die Abnahme der CH₄- und CO₂-Konzentrationen lässt sich durch die in Kapitel 2.1 besprochenen Abläufe der Nebenreaktionen (2.3) und (2.4) erklären.

Kopasz et al. führte Tests zur autothermen Reformierung mit verschiedenen Treibstoffen aus und konnte zeigen, dass sich Alkohole unterhalb von 600°C gut reformieren lassen. So konnten Wasserstoffkonzentrationen von 35 % bei 470°C und 71 % bei 525°C für die Reformierung von Ethanol und knapp 60 % bei 470°C und 70 % bei 525°C beim Einsatz von Methanol erreicht werden. [24]

Tests zur Reformierung von Diesel und Rapsmethylester (RME) von *Tsolakis et al.* zeigten eine Wasserstoffausbeute von etwas weniger als 15 % bei 470°C. Eine Erhöhung der Temperatur auf 530°C brachte eine Verbesserung auf 16 % bei RME und 18 % bei Diesel. [15]

Weitere Forschungen von *Tsolakis et al.* mit einer 50:50 Mischung aus Diesel und RME bei 290°C Reaktortemperatur brachten eine Zusammensetzung von knapp 15 % H₂, 6 % CO und 1 % CH₄ zustande. Des Weiteren konnte Bioethanol bei 370°C zu einem Synthesegas mit etwas weniger als 15 % H₂, 5 % CO und 3 % CH₄ reformiert werden. [25]

2.5.3 Eigenschaften des Reaktors

Megaritis et al. [5] gehen auf die Eigenschaften, die ein Reaktor im Automobilbereich aufweisen sollte, ein und zählen Kompaktheit, schnelles Ansprechverhalten und eine Eignung für verschiedene Durchflussraten und (Eingangs-) Zusammensetzungen auf.

In diesem Zusammenhang muss der Aufbau [19] [22] beachtet werden und auch die Wahl eines geeigneten Katalysatormaterials. Die Reformiergröße und der Aufbau des Katalysators beeinflussen die Wärmeverteilung und somit auch aktiv den Ablauf der Reaktionen und des Produktgases [19]. Ein weiterer zu beachtender Parameter ist die herrschende Raumgeschwindigkeit im Reaktor. Diese ist zwar nur bedingt vom Reaktoraufbau selbst abhängig, hat aber großen Einfluss auf die Reformierung. Steigt die Geschwindigkeit an, erhöht sich auch das Temperaturmaximum, da mehr reaktionsfähige Stoffe vorhanden sind und somit mehr oxidieren kann [21].

Untersuchungen von *Zheng und Asad* [26] haben gezeigt, dass es noch weiteres Potential bei der Optimierung des Reformers bezüglich verschiedener Aufbauten gibt. So wurde gezeigt, dass durch die Änderung des Abgas-Strömungsverlaufs, die Zeit bis zum Erreichen der Betriebstemperatur verkürzt werden kann.

2.5.4 Kraftstoffe

Im vorherigen Abschnitt wurde in Bezug auf die Reformierung immer Diesel als Ausgangsbasis herangezogen, da sich die grundsätzlichen Vorgänge nicht unterscheiden. Da im Zuge dieser Arbeit aber nie vorgesehen war Diesel zu reformieren, sondern der Schwerpunkt auf sauerstoffhaltigen Dieseleratzkraftstoffen liegt, soll nun vor allem auf diese eingegangen werden. Als mögliche Ausgangsbasis für die Reformation und auch den Einsatz in einem Dieselmotor wurde ein Screening von Kraftstoffen durchgeführt. Die dabei aussichtsreichsten Kandidaten gehören zu den chemischen Gruppen der Alkohole, Ether und Furane. Viele dieser chemischen Verbindungen wurden bisher nicht oder nur wenig auf ihre Eignung als Kraftstoff oder zur Reformation begutachtet, wodurch sich teilweise eine sehr dünne Datenlage ergibt.

Reformierungsversuche mit Rapsmethylester und Bioethanol von *Tsolakis et al.* haben gezeigt, dass sich das wesentliche Verhalten bei der Reformierung nicht stark von Diesel unterscheidet und sich dieselben Trends bei verschiedenen Variationen ergeben. Sie zeigten aber, dass sowohl Prozesseffizienz und Wasserstoffproduktion höher waren,

wenn sie eben genannte Treibstoffe verwendeten und führten das auf die Tatsache zurück, dass die Treibstoffe sauerstoffhaltig sind. [19]

Auch *Ahmed & Krumpelt* geben an, dass sauerstoffhaltig Kraftstoffe eine bessere Effizienz bei der Reformierung versprechen, beziehen sich dabei aber nur auf theoretische Berechnungen [10].

Die schon im Kapitel 2.5.2 erwähnten Forschungen von *Kopasz et al.* zeigen die Unterschiede in den benötigten Temperaturen auf. Alkohole benötigten hierbei eher niedrigere Temperaturen ($< 600^{\circ}\text{C}$), Alkane und ungesättigte Kohlenwasserstoffe nur leicht höhere, während Diesel und Benzin Temperaturen oberhalb von 700°C erfordern. [24]

2.5.5 Zusammenfassung Abgasreformierung

Eine effiziente Reformierung ist von einem niedrigen O/C-Verhältnis abhängig, jedoch sollte die Raumgeschwindigkeit möglichst hoch sein [21]. Dies führt dazu, dass schon im Abgas möglichst wenig Sauerstoff enthalten sein sollte, sodass es nicht nötig ist die Zufuhr zu drosseln. Im Automotiven Betrieb wird man jedoch darauf achten müssen, dass auch die anderen Parameter im Optimum liegen, weshalb bei verschiedenen Betriebspunkten die Menge an Abgas und Treibstoff variiert werden muss [22].

Wie effizient der Reformierungsprozess ist, sollte jedoch nicht ausschließlich davon abhängig gemacht werden wie viel Prozent Wasserstoff produziert wird. *Megaritis et al.* [5] merken an, dass es nicht notwendigerweise von Vorteil ist so viel CO wie möglich umzuwandeln. Explizit beziehen sie sich dabei auf die Wassergasreaktion, die zwar den Anteil an Wasserstoff erhöht, aber gleichzeitig den Heizwert des Synthesegases verringert [5]. Forschungen von *Tsolakis et al.* [27] haben gezeigt, dass sich eine bessere Treibstoffbilanz ergibt, wenn CO enthalten ist, wobei gleichzeitig die Vorteile bezüglich der Reduktion schädlicher Abgase beibehalten werden können. Selbige Aussagen bzw. Schlussfolgerungen finden sich auch in weiteren Veröffentlichungen [18] [20] [28].

3 Motorische Verbrennung von Synthesegas

Im vorigen Kapitel wurde näher auf die Zusammensetzung und die Entstehung von Synthesegas eingegangen. Dieses Kapitel zeigt aus der Literaturrecherche gewonnene Erkenntnisse, die Auswirkungen auf Motor, Verbrennung und Emissionen bei der motorischen Verbrennung von Synthesegas beleuchten sollen. Es wird dabei nur auf Motoren eingegangen, die nach dem Prinzip der Selbstzündung funktionieren. Somit ist ein Dual-Fuel Betrieb notwendig, bei dem neben der Einbringung von Synthesegas über das Saugrohr, auch eine Einspritzung von flüssigem Kraftstoff erfolgen muss, um das Treibstoffgemisch zu zünden. Der am häufigsten erwähnte Effekt ist die gleichzeitige Reduktion von Ruß und NO_x Emissionen, der somit dem NO_x -Partikel-Trade-Off entgegenwirkt [12] [27] [28]. Als weitere Vorteile werden eine gesteigerte AGR-Verträglichkeit und die Stabilisierung des Verbrennungsprozesses genannt [27] [28] [29]. Zu diesem Thema merkten die Autoren *Asad und Zheng* [28] in ihrer Arbeit an, dass die Varianz in der Verbrennung, verursacht durch hohe Abgaszumischung und in weiterer Folge Sauerstoffmangel, durch den gasförmigen Treibstoff verringert werden kann. Dies wird ermöglicht durch die gebildete homogene Ladung, die den Sauerstoff effizienter nutzt [28]. Auswirkungen zeigen sich auch im Treibstoffverbrauch und im Wirkungsgrad, diese sind aber stark vom Betriebspunkt und der Reformierung abhängig [27] [28] [29].

3.1 Auswirkungen auf den motorischen Betrieb

Im Grunde hat man nach der Reformierung ein mit brennbaren Stoffen angereichertes Abgas, sodass sich durch die inerten Anteile Effekte wie bei normaler AGR einstellen. Das SynGas ersetzt somit einerseits einen Teil des flüssigen Treibstoffes und andererseits das rückgeführte Abgas, je nach Betriebsstrategie teilweise oder komplett.

Der enthaltene Wasserstoff jedoch erweitert die Zündgrenzen des Treibstoffgemisches und trägt zu einer Beschleunigung der Verbrennungsprozesse bei. Ebenfalls sind die brennbaren Anteile bereits im Saugrohr vorgemischt, wodurch es im Brennraum zu gleichzeitigen multiplen Zündungen kommen kann. Dies kann eine schnellere Verbrennung fördern und ähnelt dem Konzept der homogenen Kompressionszündung (HCCI), bei der die NO_x -Emissionen und Wärmeverluste positiv beeinflusst werden. [29]

3.1.1 Verbrennungseffekte

Die Effekte auf den Heizverlauf bzw. auf die Verbrennung allgemein sind von sehr unterschiedlicher Natur, je nach gewähltem Betriebspunkt. Dabei ist vor allem die Höhe der Last, aber auch die Menge an eingebrachtem Gas ein entscheidender Faktor.

Allgemein lässt sich festhalten, dass es zu einer Förderung der vorgemischten Verbrennungsphase kommt [12] [27] [28] [29]. Dieses Verhalten verstärkt sich bei zunehmender Last und steigender Synthesegasrate, wobei die Motorlast hier der entscheidendere Faktor sein dürfte [12] [27] [29].

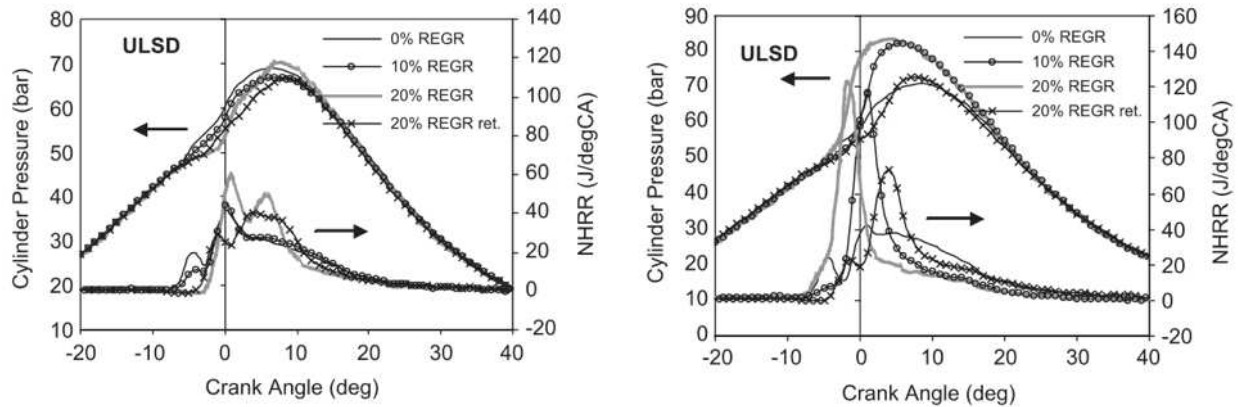


Bild 3.1: Einfluss von simuliertem RAGR auf Zylinderdruck und Heizverlauf. Links: 1500 min⁻¹, 4.5 bar p_{mi}; Rechts: 1500 min⁻¹, 6 bar p_{mi}. [29]

Bei einem ausreichend hohem Lastpunkt kann es zu einer vollständigen Umsetzung des Kraftstoffgemisches in der vorgemischten Phase kommen, siehe [Bild 3.1](#) [29]. Ist bei einer hohen Zumischrate an Synthesegas der Lastpunkt jedoch zu niedrig, sodass Temperatur- und Druckverhältnisse nicht ausreichend hoch sind um die gasförmige Ladung vollständig zu zünden, verbrennt diese erst später und es kommt zu einer verschleppten Verbrennung, siehe hierzu [Bild 3.2](#), in dem die Veränderung in Zylinderdruck und Heizverlauf, bei einer Steigerung von 20 % RAGR (links) auf 30 % RAGR (rechts) gezeigt wird [12]. Damit geht auch eine Energieabgabe über einen längeren Zeitraum, bzw. eine längere Brenndauer einher [12]. Festzuhalten bleibt aber, dass auch der Einspritzzeitpunkt eine Rolle bezüglich der Umsetzung in der vorgemischten Phase spielt. Zum Beispiel zeigte *Tsolakis et al.*, dass bei einer späteren Einspritzung die vorgemischte Phase abgeschwächt und die Hauptverbrennung als Mischungskontrollierte Verbrennung abläuft [29]. Da bei einem späteren Einspritzzeitpunkt die Temperatur im Brennraum geringer ist [30], fügt sich dieses Ergebnis auch in die obige Erklärung ein.

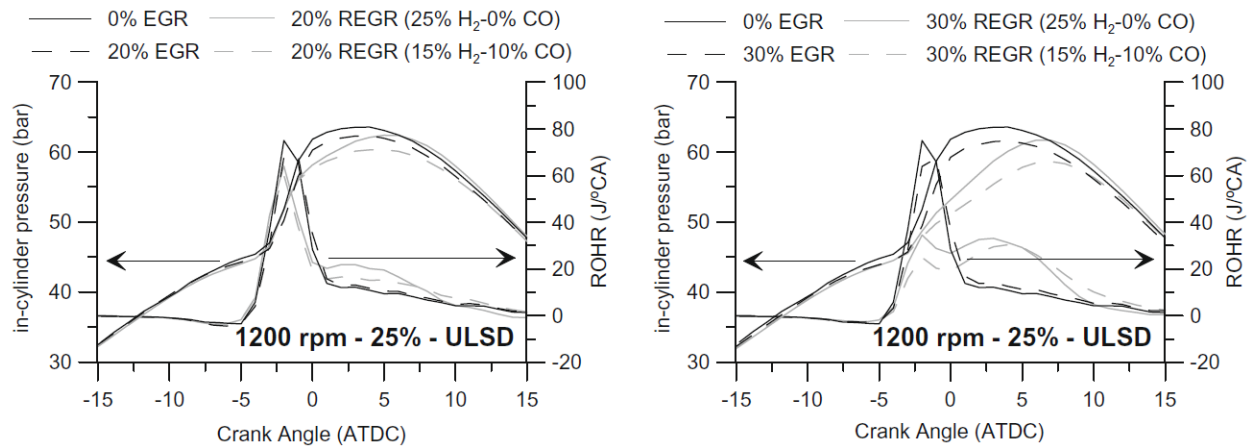


Bild 3.2: Einfluss von simuliertem RAGR auf Zylinderdruck und Heizverlauf. 1200 min⁻¹, 25 % der maximalen Last. Links: Vergleiche mit 20 % Rückführung; Rechts: Vergleiche mit 30 % Rückführung. [12]

Lässt man die verschleppte Verbrennung bei Seite, kann die Gaszumischung eine schnellere Verbrennung bewirken, die vor allem wieder bei hoher Last deutlich wird und mit entsprechend hoher Gasbeimischung zu einer kurzen Brenndauer führt [12] [27] [29].

Betrachtet man den Zündverzug, verlängert sich dieser mit steigender RAGR-Rate in unteren Lastbereichen, dieses Verhalten unterscheidet sich im Grunde aber nicht von einem Betrieb mit normaler Abgasrückführung (AGR) [12] [27] [29] [31].

Durch den längeren Zündverzug und der damit einhergehenden leichten Verschiebung der Verbrennung nach hinten, stellt sich auch ein etwas verringerter Zylinderdruck ein. Auf der anderen Seite ergeben sich bei höherer Motorlast durch die schnellere Verbrennung und die Umsetzung in der vorgemischten Phase ein erhöhter Zylinderdruck, sowie steile Druckanstiege. [12] [27]

3.1.2 Wirkungsgrad

Es finden sich leider nur wenige Aussagen zum Thema Wirkungsgrad in diesem Zusammenhang.

Abu-Jrai et al. stellten eine deutliche Verschlechterung des Wirkungsgrades fest, wenn bei niedriger Last (25 %) die Gas Rate erhöht wurde. Genau das Gegenteil wurde dann aber bei der Vermessung mit höherer Last (50 %) beobachtet. Die Autoren erklären dieses Verhalten mit zwei gegenläufigen Effekten, die durch das Synthesegas bewirkt werden. Einerseits ist die Verbrennung durch den Gas-Anteil und die damit verbundene Vormischung, schneller. Andererseits ist bei geringer Ladung die Zylindertemperatur zu niedrig, um die brennbaren, gasförmigen Anteile vollständig umzusetzen, weshalb ein Teil einfach ausgestoßen wird. Bei geringer Last ist der negative Effekt größer als der positive, wodurch sich hier die schlechten Wirkungsgrade ergeben. Bestärkt sehen sie ihre Aussage durch die erhöhten Emissionen an CO und H₂ im niedrigen Lastpunkt. [12]

Eine Verringerung des spezifischen Treibstoffverbrauches konnte von *Tsolakis et al.* im Vergleich von hohen AGR-Raten mit den entsprechenden Konzentrationen Synthesegas und bei steigender Motorlast gezeigt werden. Die Autoren gehen davon aus, dass sich dies auf den gesteigerten Heizwert des Treibstoffes durch die Reformierung, die effizientere Verbrennung von Wasserstoff und die verstärkt auftretende vorgemischte Verbrennung zurückführen lässt. [27] [29]

Asad und Zheng [28] beobachteten eine Verschlechterung um 1–2 % im Vergleich mit unbehandelter AGR. Ein sehr schlechter Wirkungsgrad im Teillastbereich konnte auch in [32] beobachtet werden.

3.2 Emissionen

3.2.1 Stickoxide

Der Einsatz von reformiertem Abgas kann, ähnlich wie bei normaler Abgasrückführung, zu verminderten NO_x-Emissionen führen, jedoch vermindert sich gleichzeitig auch der Ausstoß von Rußpartikeln. Eine allgemeine Aussage lässt sich nur schwer treffen, da Abhängigkeiten vom Lastpunkt, der Menge an RAGR und vom Verbrennungsschwerpunkt (AI50%) bestehen. [12] [27] [28] [29]

Den Hauptanteil der motorischen NO_x-Emissionen bildet thermisches NO, das nach dem *Zeldovich* Mechanismus bei hohen Temperaturen gebildet wird [33]. Der Inertgasanteil des Synthesegases kann hierbei hilfreich sein, Spitzentemperaturen zu senken.

Durch die schlechte Umsetzung des Synthesegases bei niedriger Motorlast und den damit verbundenen niedrigeren Temperaturen und Drücken kommt es zu einer Reduzierung der NO_x-Emissionen und diese setzt sich bei steigender Zumischrate fort, jedoch nicht linear [12] [27] [28] [29]. Die Verminderung ist dabei meist etwas geringer als mit Standard AGR [12] [28] [29].

Bei höherer Last des Motors sinken die NO_x-Emissionen durch die Zugabe von RAGR, steigen mit höherer RAGR aber wieder an und übertreffen dabei auch das Anfangsniveau [12] [27] [29]. Dieses Verhalten lässt sich wieder über die bessere Umsetzung des Synthesegases und eine damit gesteigerte Brennraumtemperatur erklären [29]. Die verstärkte vorgemischte Phase führt zu höheren Spitzentemperaturen und steileren Druckanstiegen was die vermehrte Bildung von NO_x nach sich zieht.

Tsolakis et al. konnten zeigen, dass ein späterer Einspritzzeitpunkt der oben genannten NO_x-Bildung bei größerer Last entgegenwirkt [29]. Dies deckt sich jedoch mit normalen

Verbrennungsmechanismen wonach eine spätere Einspritzung zu geringeren NO_x -Emissionen führt [31].

3.2.2 Partikelmasse

Die Emission von Rußpartikeln wird durch die Einbringung von Synthesegas, im Vergleich mit AGR und reinem Dieselbetrieb, reduziert und das unabhängig vom Betriebspunkt. Eine Steigerung des Gasanteiles an der Gesamtreibstoffmenge führt zu einer weiteren Reduzierung. Der Grund dieses Verhaltens dürfte vorwiegend in der Reduktion des flüssigen Treibstoffes liegen, wodurch eine homogene Verbrennung entsteht. [12] [27] [29]

Bei Untersuchungen von verschiedenen Gaszusammensetzungen in [27] erzielte die Mischung mit dem höchsten Heizwert, und damit auch die größte Reduktion an flüssigem Treibstoff, die besten Ergebnisse.

3.2.3 Kohlenmonoxid

Die Emissionen an Kohlenmonoxid und auch von unverbranntem Wasserstoff, welche im nächsten Unterpunkt behandelt werden, sind vom jeweiligen Betriebspunkt und den damit herrschenden Druck- und Temperaturbedingungen abhängig. Hierbei dürfte die relativ hohe Zündtemperatur von 605°C [34] für CO eine entscheidende Rolle spielen.

Grundsätzlich sind die CO-Emissionen meist erhöht [12] [27] [28] und es zeigt sich auch eine Abhängigkeit von der rückgeführten Menge an CO, sprich dem Anteil im Synthesegas und der Gas-Rate selbst. Eine Steigerung der RAGR führt somit fast immer zu einem erhöhten CO Ausstoß [12] [27].

Erfolgt also die Umsetzung des Gases, und somit auch des Kohlenmonoxids, nicht vollständig, finden sich höhere Werte im Abgas, weshalb dies vor allem bei niedriger Last auftritt [12] [27]. Bei Annäherung an die Volllast verhalten sich die Werte jedoch weitestgehend konstant, sprich eine Steigerung der RAGR führt nicht notwendigerweise zu einer Steigerung der CO-Emissionen [27].

3.2.4 Wasserstoff

Wasserstoff hat ebenfalls eine relativ hohe Zündtemperatur von 585°C [7] und so zeigt sich auch hier, dass die Verbrennung beziehungsweise die vollständige Umsetzung von Wasserstoff stark abhängig vom betrachteten Lastpunkt ist.

Grundsätzlich gibt es somit in Teillastbereichen einen höheren Ausstoß an H_2 . Eine Steigerung der Last führt zu einer effizienteren Umsetzung des Wasserstoffs und Nahe Volllast kommt es zu niedrigeren Werten. Ebenfalls bewirkt eine Vergrößerung der

Gasmenge hier keine weitere Steigerung von unverbranntem Wasserstoff im Abgas. [12] [27]

Allgemein lässt sich noch festhalten, dass eine größere Menge an Wasserstoff im Synthesegas zu höheren Werten im Abgas führt. [12]

3.3 Einfluss unterschiedlicher Zusammensetzungen

Der Einfluss auf die Verbrennung hängt vor allem von der Zusammensetzung des jeweiligen Gasgemisches ab. Dabei spielen hauptsächlich die Eigenschaften der brennbaren Komponenten, in unserem Fall Wasserstoff, Methan und Kohlenmonoxid, eine wichtige Rolle. Für spätere Erklärungen soll hier ein kurzer Überblick über die wichtigsten physikalischen Eigenschaften und ihre Auswirkungen gegeben werden. In Tabelle 3.1 findet sich eine Zusammenfassung der, für die Verbrennung interessanten, Eigenschaften im Vergleich mit Dieseltreibstoff. Hier nur kurz erwähnt sollen die Inertgase (N_2 und CO_2) sein, die sich nicht an der Verbrennung beteiligen, jedoch von der Abgasrückführung bekannte Einflüsse mit sich bringen. Diese sind die Reduzierung des lokalen Luftverhältnisses, die Verlängerung des Zündverzuges und die Verlangsamung des Brennverlaufes, die eine Verringerung der Spitzentemperatur mit sich bringt [31]. Ein hoher CO_2 -Anteil im SynGas kann deshalb positiven Einfluss auf NO_x -Emissionen haben [35].

Tabelle 3.1: Eigenschaften von Diesel und den brennbaren Komponenten von Synthesegas. [7] [34] [36] [37] [38] [39] [40] [41]

Eigenschaft	Einheit	Diesel	Wasserstoff	Kohlenmonoxid	Methan
Heizwert	MJ/kg	42,9	120	10,10	50
Volumetrischer Heizwert	MJ/m ³	35700	10,8	12,6	35,8
Zündtemperatur	°C	230–450	585	605	595
Laminare Flammengeschwindigkeit	m/s	0,4	2,3	0,174	0,42
Flammentemperatur in Luft (stöchiometrisch)	°K	-	2318	2394	2148
Zündgrenzen in Luft	Vol.-%	0,6–6,5	4,0–75,6	12,5–75	4,9–15,1
Stöchiometrischer Luftbedarf	[kg _L /kg _B]	14,5	34,5	2,47	17,3

Bei der Verbrennung von Wasserstoff entstehen keine Emissionen an CO, CO₂ und HC, einzig Stickoxide können ein Problem darstellen [7]. Die hohe laminare Flammengeschwindigkeit kann die Verbrennungsdauer verkürzen und somit die Motoreffizienz steigern, jedoch zu einem steileren Druckanstieg führen, wodurch sich eine höhere Belastung und lautere Verbrennungsgeräusche ergeben können [7]. Methan und insbesondere Kohlenmonoxid haben jedoch eine eher langsame Brenngeschwindigkeit, wodurch die Flammengeschwindigkeit von Gasgemischen mit fallendem H₂-Anteil sinkt [42] [43].

Durch die geringe minimale Zündenergie (MEZ) für H₂ von 0,017 mJ ($\lambda = 1 / 20^\circ\text{C}$) [7] kann es leicht zu einer Selbstzündung kommen, dies kann in Bezug auf Klopfen des Motors ein Problem darstellen und spiegelt sich auch in der Methanzahl² (MZ) von 0 wieder. Vor allem Methan (MZ=100, MEZ=0,3 mJ), aber auch Kohlenmonoxid (MZ=75, MEZ > 0,3 mJ), sind dagegen klopfest und können hier entgegenwirken.

In einigen Publikationen [27] [32] wird auf die schlechte Umsetzung von Synthesegas in niedrigen Lastpunkten hingewiesen, dies könnte eine Folge der relativ hohen Zündtemperatur von Wasserstoff, Kohlenmonoxid und Methan sein. In diesem Zusammenhang sei auch erwähnt, dass dadurch die Zusammensetzung im Teillastbereich eine geringere Rolle spielt [32].

² „Die Methanzahl MZ wird definiert durch das volumetrische Mischungsverhältnis von Methan (MZ = 100) sowie Wasserstoff (MZ = 0) und gibt damit direkt Aufschluss über die Klopfestigkeit des Gasgemisches. Eine Methanzahl nahe 100 bedeutet hohe bzw. eine Methanzahl nahe Null eine niedrige Klopfestigkeit. Ein Gemisch aus 20 % Wasserstoff H₂ und 80 % Methan CH₄ hat demnach eine Methanzahl von 80.“ [45]

Größere Anteile von Wasserstoff im Gasgemisch führen zu einem erhöhten Maximum bei Druck, Temperatur und im Heizverlauf wie in [35] gezeigt wurde. Dadurch ergibt sich ein etwas höherer Wirkungsgrad und höhere NO_x -Emissionen als mit geringem H_2 -Anteil [35]. Die verstärkte Bildung von NO_x wird auf die hohe (adiabate) Verbrennungstemperatur von H_2 zurückgeführt [35], dasselbe wird auch von Sahoo et al. [32] in Erwägung gezogen. Die HC- und CO-Emissionen wurden dagegen reduziert, als Grund sehen die Autoren [35] die gesteigerte Oxidation durch eine bessere Verbrennung und eine höhere Konzentration reaktiver Komponenten.

Die Konzentration von CO im Abgas ist grundsätzlich stark von dem Anteil im zugeführten Gas abhängig, dies wurde schon im Kapitel 3.2.3 besprochen. Eine Steigerung des CO-Anteiles führt unweigerlich zu einer höheren Konzentration im Abgas [32].

Grundsätzlich wird der Zündverzug durch das (rückgeführte) Gas verlängert, wie es auch bei normaler AGR auftritt und auch schon unter Punkt 3.1.1. besprochen wurde. Die Zusammensetzung beeinflusst hier wie stark sich der Zündverzug verlängert. In [32] wurde gezeigt, dass sich bei steigendem Wasserstoffanteil der Zündverzug weniger stark verzögert.

Wasserstoff erweitert die Zündgrenzen des Gemisches, sodass eine sehr magere Verbrennung möglich ist, bei der es sonst womöglich zu Aussetzern kommen könnte [35]. Dies hat jedoch in Bezug auf das Thema Abgasreformierung wenig Relevanz, da hier wie erwähnt hohe Abgastemperaturen und somit eher fette Gemische von Vorteil sind.

4 Versuchsaufbau

4.1 Versuchsträger

Als Versuchsträger diente ein Reihen-Vierzylinder Dieselmotor mit Hochdruck Direkteinspritzung von Mercedes-Benz mit der Bezeichnung OM 646 EVO. Die technischen Daten sind in Tabelle 4.1 einzusehen. Da viele der Kraftstoffe, die im Laufe des Gesamtprojektes vermessen werden sollten, nur begrenzt zur Verfügung standen, wurde der Motor auf Einzylinder Betrieb umgebaut. Ebenfalls konnte so der Verbrauch der Gase zur Mischung des Synthesegases vermindert werden. Drei der Zylinder waren somit frei pumpend, sie wurden extra mit Frischluft versorgt und schoben die Luft über eine eigene Strecke mit Ölabscheider aus.

Tabelle 4.1: Technische Daten des Versuchsmotors

Zylinderzahl/-anordnung	4 Zylinder / Reihe, 4 Ventile pro Zylinder
Hubraum	2149 cm ³
Bohrung x Hub	88 x 88,34 mm
Nennleistung	125 kW
Nenndrehmoment	400 Nm
Verdichtungsverhältnis	17,5
Gemischaufbereitung	Hochdruck-Direkteinspritzung Common-Rail-System Magnetinjektoren mit Siebenloch-Düse

Weitere Modifikationen im Vergleich zum Serienmotor werden nachfolgend erläutert.

4.1.1 Zylinderkopf

Zur Realisierung einer Zylinderdruckindizierung musste eine Bohrung für den Druckquarz angefertigt werden. Die Abdichtung der Bohrung zum Öl- und Wasserraum fand durch eine Gewindehülse statt, welche Außerhalb des Ventildeckels endete und dort abgedichtet wurde. Der Einbau des Druckquarzes erfolgte bündig zum Brennraum, um eventuelle Einflüsse zu verhindern. Nähere Informationen zum Druckquarz selbst finden sich in Kapitel 4.3.2 „Schnelle Messtechnik“.

4.1.2 Saugstrecke

Die Einbringungsstelle der externen AGR (Hochdruck) wurde anfangs kurz vor dem Motor und knapp nach der Ladeluftklappe realisiert. Da es bei der Basisvermessung des Motors jedoch zu Unstimmigkeiten bei der Bestimmung der AGR-Rate kam und dies auf

eine unzureichende Vermischung des rückgeführten Abgases mit der Frischluft hindeutete, wurde die AGR-Zumischstelle verlegt. Als neue Position wurde eine Stelle vor dem Ladeluftkühler gewählt, um eine vollständige Durchmischung zu gewährleisten.

Ebenfalls vor dem Ladeluftkühler erfolgte die Einbringung des Synthesegases, aus dem gleichen Grund wie oben. Nähere Informationen zur Einbringung des Synthesegases siehe Kapitel 4.2.2 „Synthesegaseinbringung“.

Zur Messung der angesaugten Luftmasse diente ein Luftmassenmesser, der nach dem Luftfilter platziert war. Die Regulierung der Ladelufttemperatur erfolgte über einen Luft-Wasser-Wärmetauscher, der mit Frischwasser gespeist wurde.

Über die gesamte Ansaugstrecke waren mehrere Messstellen für die Druck- und Temperaturmessung vorhanden, sowie eine Entnahmestelle zur CO₂ Messung.

4.1.3 Abgasseite

Der Motorprüfstand war ohne Abgasturbolader und Abgasnachbehandlung ausgeführt. Um den Gegendruck einzustellen wurde deshalb eine Abgasgegendruckklappe angefertigt und verbaut. Die Auspuffanlage diente zur Abgasführung, Schalldämpfung und als Messstellenaufnahme. Neben Druck-, Temperatur- und Luftzahlmessung, erfolgte hier auch die Entnahme der Abgasproben.

Um den befeuerten Zylinder vollkommen unabhängig zu betreiben, wurde der Abgaskrümmter durchtrennt und so angepasst, dass die Abgasrückführung nur von diesem Zylinder stammt, siehe [Bild 4.1](#) Wie anfangs schon erwähnt erhielten die drei unbenützten Zylinder eine eigene Abgasstrecke.

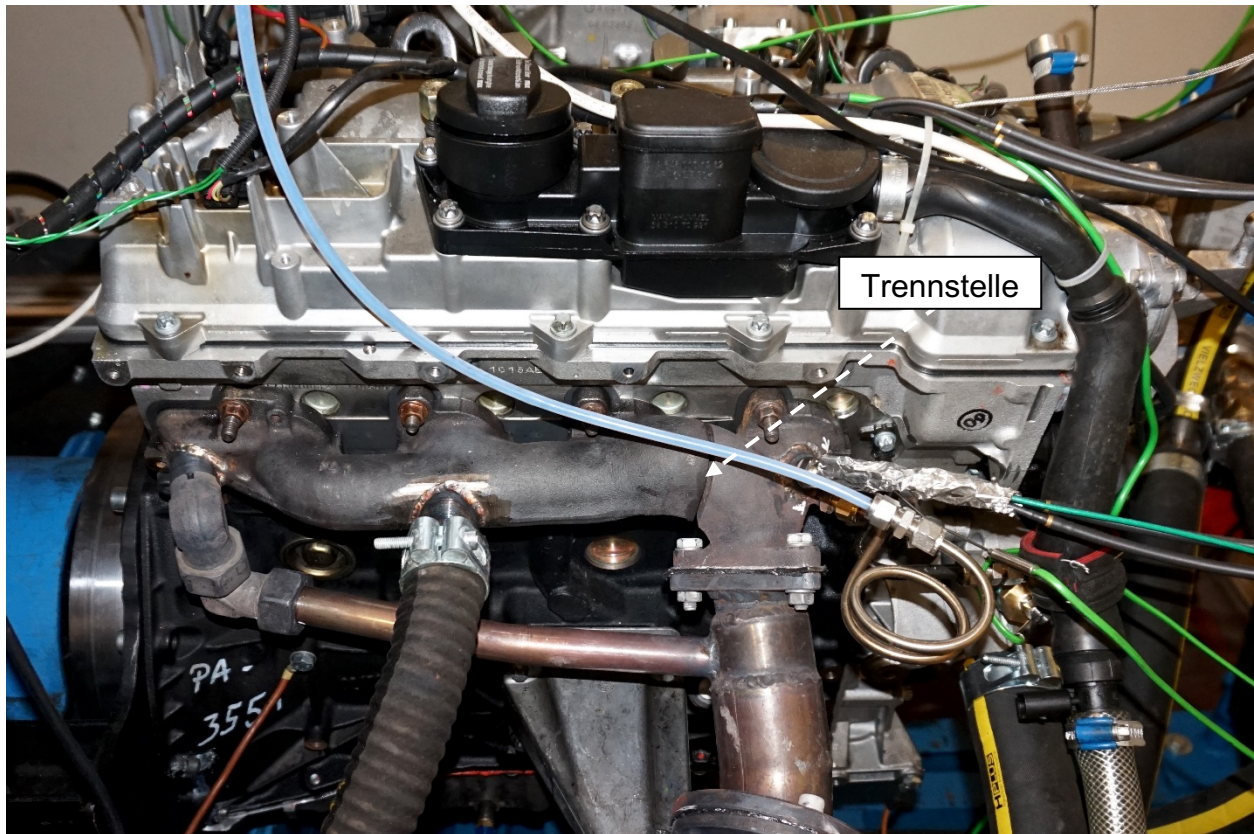


Bild 4.1: Motor mit adaptiertem Abgaskrümmmer

Die Menge an rückgeführtem Abgas wurde über ein elektrisches Ventil gesteuert und die Bestimmung der AGR-Rate erfolgte über den CO_2 Gehalt im Saugrohr. Das Abgas wurde über einen AGR-Kühler abgekühlt und dann vor dem Ladeluftkühler in das Saugrohr eingebracht. Da es auf der langen Strecke zur Kondensation des Wasseranteiles kommen konnte, wurde ein Wasserabscheidesystem verbaut.

4.1.4 Kraftstoffsystem

Über einen hochgelegenen Tank wurde eine elektrische Kraftstoffpumpe mit CEC-Dieselmotorkraftstoff versorgt, welche diesen zum Common-Rail-System beförderte. Die Diesel-Hochdruckeinspritzung erfolgte über einen Magnetinjektor mit Siebenloch-Düse. Die Injektoren der drei unbenützten Zylinder wurden stillgelegt und die Ausgänge am Rail-System verschlossen.

4.1.5 Weitere Änderungen

Zur Regulierung der Kühlmitteltemperatur diente ein Plattenwärmetauscher, der an das Frischwassernetz angeschlossen wurde. Das Thermostat des Motors wurde entfernt und der Kurzschlusskreislauf geschlossen.

Ebenfalls wurden alle Hilfsaggregate und der Anlasser entfernt, der Motor wurde über eine Belastungsmaschine geschleppt bzw. abgebremst. Um starke Eigenschwingungen zu reduzieren wurde ein Schwungrad mit größerer Massenträgheit verwendet.

4.2 Prüfstands Aufbau

Eine schematische Darstellung des Prüfstands aufbaus ist in [Bild 4.2](#) zu sehen.

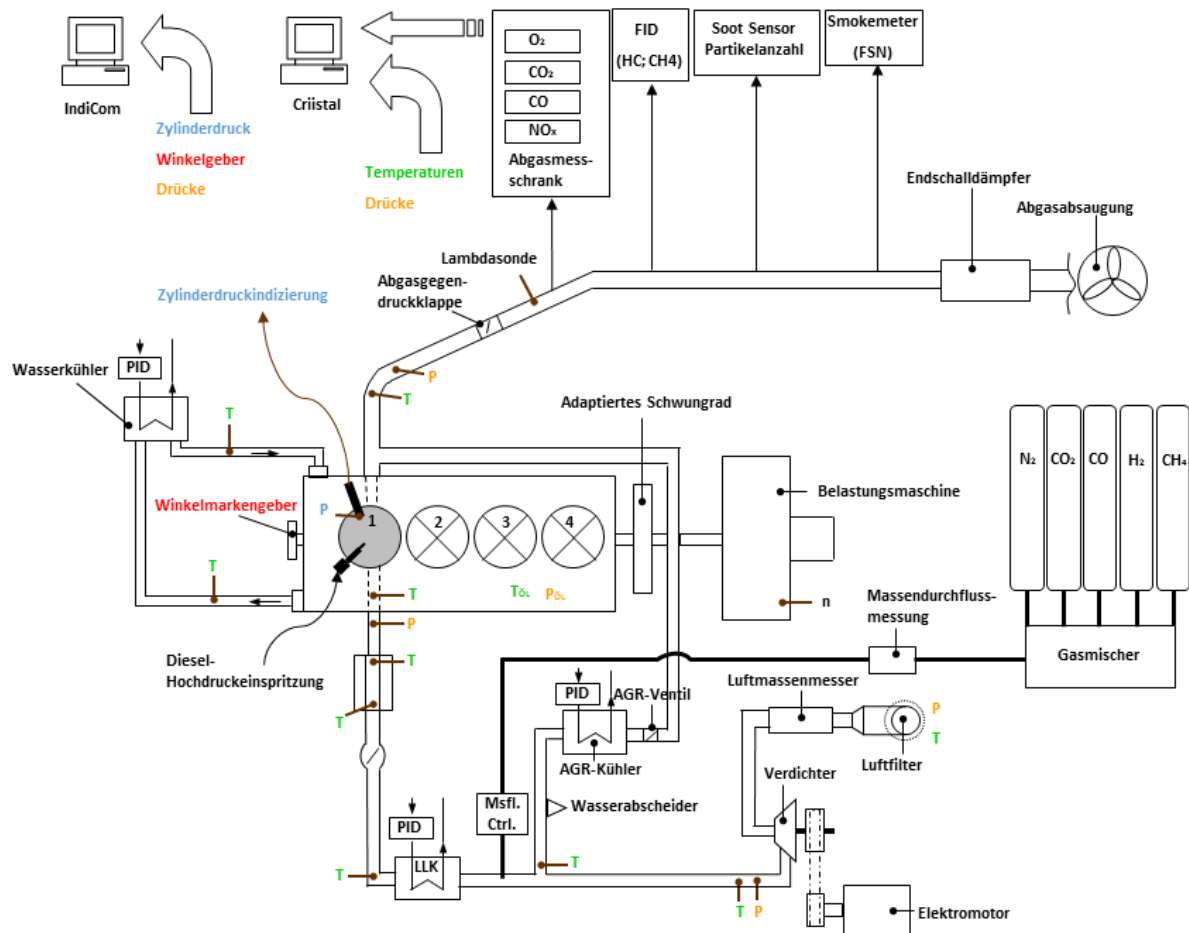


Bild 4.2: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus

4.2.1 Steuerung

Da der Motor ohne Motorsteuergerät betrieben wurde, erfolgte die Steuerung und Überwachung des Prüfstandes über drei Rechner. Die Steuerung von Gegendruckklappe, Ladeluftklappe, AGR-Ventil und Verdichter-Drehzahl erfolgte mittels analogen Bedienelementen.

Zur Einstellung der gewünschten Einspritzzeiten und -längen diente eine Engine Timing Unit der AVL LIST GmbH, die per Computer bedient wurde. Die Parameter wurden dabei in °KW eingestellt.

Die Regulierung des Raildrucks erfolgte mit der Software Criistal™ über einen PID-Regler. Auf die gleiche Weise wird die Wasser-, Ladeluft- und Kraftstoffkühlung reguliert.

Die Steuerung des Gasflussreglers bzw. der Synthesegasmenge erfolgte über eine Netzwerk-basierte Benutzeroberfläche im Browser.

4.2.2 Synthesegaseinbringung

Die Synthesegaseinbringung setzte sich aus zwei Komponenten zusammen. Einerseits aus der Erzeugung, sprich Mischung der einzelnen Komponenten, durch einen Gasmischer und andererseits der Regelung der einzublasenden Menge, die über einen Gasflussregler erfolgte. Um eine gute Durchmischung zu gewährleisten wurde das Gasgemisch direkt ins Saugrohr, vor dem Ladeluftkühler, eingeblasen.

Gasmischer

Zur Herstellung des Synthesegases aus den Einzelgasen (CO, CO₂, N₂, CH₄ und H₂) diente ein Gasmischer der Firma Witt-Gasetechnik. Dem Gasmischer war ein Sammelbehälter mit einem Volumen von 100 Liter nachgeschaltet, dessen Auslass wurde über ein Magnetventil gesteuert.

Gasflussregler

Zur Regelung der Menge an Synthesegas diente anfangs ein Gasflussregler von MKS Instruments vom Typ 1579A. Da bei diesem Modell der Durchfluss nicht für alle gewünschten Messungen ausreichend war, wurde er im Laufe der Arbeit ersetzt durch einen Regler vom Typ IE1000A derselben Firma.

4.2.3 Belastungsmaschine

Der Motor war über eine Welle mit einer Asynchronmaschine verbunden, welche ihn auf konstanter Drehzahl hielt, um einen stationären Betrieb zu ermöglichen. Die Steuerung erfolgte über ein digitales Bedienelement direkt am Bedienpult.

4.2.4 Aufladung

Der Ladedruck im Saugrohr wurde durch einen externen Roots-Verdichter erzeugt. Angetrieben wurde dieser über einen Riementrieb von einem Elektromotor, wobei die Drehzahl über einen Frequenzumrichter gesteuert werden konnte.

4.3 Messtechnik

Einen Überblick über die verwendete Messtechnik gibt Tabelle 4.2.

Tabelle 4.2: Überblick Messtechnik

Messgröße	Messprinzip	Messgerät
Dieselvebrauch	Coriolis-Prinzip	Siemens Sitrans F C Mass 2100
Drehzahl	Optisch	Winkelmarkengeber
Druck (langsam)	Piezoresistiv	Keller Absolutdruckaufnehmer
Druck (schnell)	Piezoresistiv	Kistler Druckquarz
Kohlendioxid (CO ₂)	Infrarot-Gegentakt-Wechsellichtprinzip	Siemens Ultramat 6
Kohlendioxid (CO ₂) Saugrohr	Infrarot-Gegentakt-Wechsellichtprinzip	Siemens Ultramat 6
Kohlenmonoxid (CO)	Infrarot-Gegentakt-Wechsellichtprinzip	Siemens Ultramat 6
Kohlenwasserstoffe (HC)	Flammenionisation	Testa FID 1230
Lambda	Breitbandlambdasonde	NGK Lambdasonde
Luftmasse	Thermisches Messprinzip	ABB Sensyflow P
Partikelanzahl	Lichtstreuung	AVL Particle Counter 489
Partikelmasse	Photoakustisch	AVL Micro Soot Sensor 483
Partikelmasse / FSN	Papierschwärzung / Optisch	AVL Smoke Meter 415S
Temperatur	Thermoelektrischer Effekt	Ni-Cr-Ni Thermoelement
Sauerstoff (O ₂)	Paramagnetisches Wechseldruckverfahren	Siemens Oxymat 6
Stickoxide (NO/NO ₂ /NO _x)	Chemolumineszenz	Eco Physics CLD 700 EL ht
Synthesegasverbrauch	Coriolis-Prinzip	Emerson CMF010
Synthesegaszusammensetzung	Multikomponenten System	Rosemount NGA 2000

5 Versuchsdurchführung

5.1 Kraftstoffe

Alle Messungen wurden mit einem zertifizierten Prüfdiesel, kurz CEC genannt, durchgeführt, entweder als Referenzmessung in reinem Dieselpetrieb oder in Verbindung mit Synthesegas als Dual-Fuel Betrieb. Wie in Kapitel 4.2.2 „Synthesegaseinbringung“ beschrieben, wurde das Gasmisch am Institut selbst hergestellt. Als Vorgabe für die Zusammensetzung diente eine, vom Projektpartner AVL List GmbH durchgeführte, Simulation der Treibstoff-Reformierung. Die Simulation basierte auf der vollständigen Reaktion von Ethanol und dem Einstellen des Wassergasreaktions-Gleichgewichts. Die Reaktionsgleichungen hierzu beschreiben Gleichung 5.1 und Gleichung 5.2.



Als Randbedingungen fungierten die, in Tabelle 5.1 folgenden, Betriebsparameter des Motors, die im Vorhinein ermittelt wurden und die dem Reformer zugeführte Mengen an Ethanol und Abgas.

Tabelle 5.1: Betriebsparameter für Reformierungssimulation

Indizierter Mitteldruck	5 bar
Drehzahl	1500 min ⁻¹
Ansaugluftmasse	3,6 g/s
Lambda	1,2
AGR Rate	20 %
Abgaswärmenutzung	10 %
Abgastemperatur (Krümmer)	500°C

Die Simulation lieferte die folgende Zusammensetzung des Synthesegases, zu sehen in Tabelle 5.2. Da bei diesem Reformationsmechanismus der Sauerstoff vollständig verbraucht wird und kein Methan entsteht scheinen diese auch nicht in der Tabelle auf. Da in der Simulation die vollständige Einstellung des WGR-Gleichgewichtes angenommen wurde, dies aber üblicherweise nicht der Fall sein wird, können diese Werte als eines von zwei Extremen angenommen werden.

Tabelle 5.2: Zusammensetzung des Synthesegases

Gas	[g/s]	[Gew.-%]	[mol/s]	[Mol.-%]^[Vol.-%]
H ₂ O	0,01	2	0,0008	2
CO ₂	0,26	28	0,0059	14
N ₂	0,56	60	0,0199	48
CO	0,07	8	0,0025	6
H ₂	0,02	3	0,0122	29

Eine Einbringung von Wasserdampf in das Synthesegas wurde nicht geplant, da damit ein erheblicher Mehraufwand entstanden wäre. Daraus resultiert eine Nichtbeachtung der geringen Menge Wasser beim Einblasen des Synthesegases. Die obigen Werte in der Spalte Vol.-% dienen als Grundlage zur Einstellung des Gasmischers. Während jeder Messung fand eine Bestimmung der genauen Zusammensetzung statt, siehe Kapitel 4.3.1.

Die Zusammensetzung diente zur Berechnung des Heizwertes des Gasgemisches, der über die Standardbildungsenthalpie der brennbaren Anteile und dem Satz von Hess³ berechnet wird. Grundsätzlich gilt der in Gleichung 5.3 dargestellte Zusammenhang.

$$\Delta H_{\text{Reaktion}}^0 = \Sigma \Delta H_{f,\text{Produkte}}^0 - \Sigma \Delta H_{f,\text{Edukte}}^0 \quad (5.3)$$

Mit den Verbrennungsgleichungen Gleichung 5.4 für Wasserstoff und Gleichung 5.5 für Kohlenmonoxid ergibt sich die Berechnung des Heizwertes, für das verwendete Gasgemisch mit veränderlicher Konzentration, dargestellt in Gleichung 5.6.



³ Aufgestellt von Germain Henri Hess, 1802–1850. Der Satz von Hess oder auch Hess'sche Wärmesatz kommt bei der Bestimmung der Enthalpieänderung bei chemischen Reaktionen zur Anwendung.

$$Hu_{SynGas} = \left| X * \left(\frac{Vol-\% CO}{100} * \left(\Delta H_f^O(CO_2) - \Delta H_f^O(CO) \right) + \frac{Vol-\% H_2}{100} * \left(\Delta H_f^O(H_2O_{gasförmig}) - \Delta H_f^O(H_2) \right) \right) \right| \quad (5.6)$$

Hu_{SynGas}	... Heizwert Synthesegas [kJ/kg]
$Vol - \% CO$... Anteil CO am Gesamtvolumen
$Vol - \% H_2$... Anteil H ₂ am Gesamtvolumen
$\Delta H_f^O(CO_2)$... Standardbildungsenthalpie CO ₂ = -393.5 kJ/mol
$\Delta H_f^O(CO)$... Standardbildungsenthalpie CO = -110.54 kJ/mol
$\Delta H_f^O(H_2O_{gasförmig})$... Standardbildungsenthalpie H ₂ O gasförmig = -241.82 kJ/mol
$\Delta H_f^O(H_2)$... Standardbildungsenthalpie H ₂ = 0 kJ/mol
X	... Faktor zur Umrechnung der Einheiten [mol/kg]

X ist hierbei die Umrechnung von [kJ/mol] auf [kJ/kg] und stellt die Stoffmenge von Synthesegas in Bezug auf 1 kg dar. Gezeigt wird dieser Zusammenhang in Gleichung 5.7.

$$X = \frac{1}{\sum \left(M * \frac{Vol-\%}{100} \right)} \quad (5.7)$$

M	... Molare Masse der jeweiligen Komponente [kg/mol]
$Vol - \%$... Anteil der jeweiligen Komponente am Gesamtvolumen

Für das Gasgemisch mit der Zusammensetzung aus Tabelle 5.2 ergibt sich somit ein Heizwert von 3835 kJ/kg. Wie oben schon erwähnt diente diese Zusammensetzung aber nur für die Einstellung des Gasmischers, die realen Werte können davon abweichen. Dadurch war es notwendig den Heizwert für jede Messung aus der gemessenen Gaszusammensetzung neu zu berechnen.

5.2 Lastpunkte

Für die Untersuchungen am Prüfstand wurden zwei Betriebspunkte ausgewählt. Einmal ein Punkt im unteren Teillastbereich bei einer Drehzahl von 1500 min⁻¹ und einem indizierten Mitteldruck (p_{mi}) von 5 bar. Der zweite Punkt wurde bei einem p_{mi} von 15 bar und einer Drehzahl von 1500 min⁻¹ angesetzt.

5.3 Einstellungsparameter

In dieser Arbeit werden grundsätzlich zwei Variationen betrachtet. Einmal eine Variation des Verbrennungsschwerpunktes und einmal eine Variation des Luftverhältnisses (λ), wobei bei den Lambda-Variationen der AI50% auf 10°KWnOT festgelegt wurde. Der Verbrennungsschwerpunkt und der jeweilige indizierte Mitteldruck wurden über Zeitpunkt und Länge der Einspritzung eingestellt.

Die Einstellung des gewünschten Luftverhältnisses erfolgte durch die Verringerung bzw. Erhöhung des Ladedruckes. Bei allen Messungen wurde darauf geachtet, dass bei den zu vergleichenden Messungen die Druckdifferenz (ΔP) zwischen Saugrohr (Ladedruck) und Krümmer (Abgasegendruck) gleichbleibend ist. Dies wurde durch Regelung der Verdichter-Leistung und die Stellung von Ladeluft- und Gegendruckklappe realisiert.

Zur Vergleichbarkeit der Messungen von Synthesegas und AGR wurden die Massen der beiden abgeglichen. Hierzu wurde eine Diesel-Vergleichsmessung aufgenommen und aus der Frischluftmasse und der AGR-Rate wurde die Masse an Abgas herausgerechnet die dem Reformer zugeführt werden würde. Hierzu muss noch die Masse an Ethanol addiert werden, die im Reformer eingespritzt wurde, um die endgültige Menge an einzubringendem SynGas zu erhalten. Die Menge an Ethanol basiert wieder auf Simulationsversuchen mit den Randbedingungen der Diesel-Vergleichsmessung. Anzumerken ist, dass dadurch der Anteil am Ansaugluftstrom etwas höher ausfällt als die zu vergleichenden AGR-Raten. Im Zuge einer Messreihe wurde die SynGas Menge dann konstant gehalten, wodurch sich, bedingt durch Schwankungen der Frischluftmasse beim Verändern von Verbrennungsschwerpunkt oder Luftverhältnis, leichte Schwankungen der SynGas-Raten untereinander ergeben.

6 Messergebnisse

In diesem Kapitel werden die Messergebnisse präsentiert, sowie Erklärungen geliefert wie diese Ergebnisse zu Stande kommen. Zum Abschluss werden diese Erkenntnisse nochmals aufgegriffen, zusammengefasst und gegeben falls detaillierter ausgeführt.

Die Brenndauer wird im Folgenden als die verstrichene Zeit zwischen AI10% und AI90% angesehen. Bei Betrachtungen des Zündverzuges handelt es sich aus Gründen der Einfachheit immer um Werte bei einem Verbrennungsschwerpunkt von 10°KWnOT.

Die Notwendigkeit eines geringen Sauerstoffgehaltes und hoher Temperatur im Abgas zur Durchführung der Kraftstoffreformierung führt dazu, dass der Motor mit möglichst niedrigen Kraftstoff-Luftverhältnissen betrieben werden muss. Dadurch ergeben sich sehr niedrige verbrennungsmotorische Wirkungsgrade, sowohl für Diesel-Only als auch Dual-Fuel Betrieb. Der Vergleich der beiden Betriebsarten bei denselben Luftverhältnissen in Bezug auf den Wirkungsgrad ist jedoch nicht zielführend, da der Dieselbetrieb im Normalfall nicht bei so niedrigem Sauerstoffgehalt erfolgt. Dies gilt vor allem für den unteren Lastpunkt bei 5 p_{mi}, da hier eine Drosselung der Luftzufuhr nötig ist, um zu den entsprechenden Bedingungen zu gelangen. Im oberen Lastpunkt sind die geforderten Werte zumeist bereits vorhanden, wodurch ein Vergleich realitätsnäher ist.

Ein weiterer Punkt ist beim Vergleich des motorischen Wirkungsgrades zu beachten, und zwar die Steigerung des Heizwerts des Synthesegases im Vergleich zum Heizwert des Ausgangskraftstoffes, dieser Zusammenhang wurde in Kapitel 2.5 schon angesprochen. Bei der Betrachtung der Effizienz muss also bedacht werden, dass die Steigerung des Heizwertes durch thermochemische Rekuperation erfolgt und somit bei der Berechnung des Gesamtwirkungsgrades (Motorisch und Reformer) nicht nur auf die Energie des Synthesegases, sondern auch auf die Energie des zur Erzeugung des Gases aufgewendeten Kraftstoffes Rücksicht genommen werden muss. Dadurch kommt es zu einer Steigerung des Gesamtwirkungsgrades im SynGas-Betrieb, die im Nachhinein eingerechnet werden muss. Die Energie bzw. die Masse des in den Reformer eingebrachten Kraftstoffes wird über die Simulation ermittelt, dies wurde in Kapitel 5.1 näher erläutert. Da die Randbedingungen für die Reformation aber abhängig vom jeweiligen Motorbetrieb und den daraus resultierenden Abgaseigenschaften sind, muss für jeden Messpunkt gesondert rückgerechnet werden. Dies für jeden einzelnen Variationspunkt durchzuführen wäre ein großer Aufwand und darüber hinaus auch für einen Großteil der Messungen nicht sinnvoll, da der Wirkungsgradverlust einfach zu groß ist, um ihn durch die Aufwertung wieder gut zu machen. Es werden deshalb nur einzelne, ausgewählte Punkte in Bezug auf den aufgewerteten Gesamtwirkungsgrad betrachtet.

Gleichung 6.1 zeigt den Wirkungsgradgewinn durch die thermochemische Rekuperation im RAGR-System auf.

$$\Delta\eta [-] = \frac{Hu_{SynGas} \cdot \dot{m}_{SynGas} + Hu_{Diesel} \cdot \dot{m}_{Diesel}}{Hu_{Diesel} \cdot \dot{m}_{Diesel} + Hu_{EtOH} \cdot \dot{m}_{EtOH,Ref}} - 1 \quad (6.1)$$

$\Delta\eta$... Wirkungsgradgewinn durch Energierückgewinnung [-]
Hu_{SynGas}	... Heizwert Synthesegas [kJ/kg]
Hu_{EtOH}	... Heizwert Ethanol = 26677 kJ/kg
Hu_{Diesel}	... Heizwert Diesel = 42676 kJ/kg
\dot{m}_{SynGas}	... Massenstrom Synthesegas aus dem Reformer [kg/s]
$\dot{m}_{EtOH,Ref}$... Massenstrom Ethanol in den Reformer [kg/s]
\dot{m}_{Diesel}	... Massenstrom Diesel [kg/s]

Um damit auf die Aufwertung des Gesamtwirkungsgrades zu kommen, ist es notwendig $\Delta\eta$ noch mit dem indizierten WKG und dem Anteil des SynGas an der Gesamtenergie zu multiplizieren. Diese Aufwertung kann anschließend zum indizierten WKG hinzuaddiert werden.

6.1 Lastpunkt 1500 min⁻¹/ 5 p_{mi}

6.1.1 Substitution von 10 % AGR durch Synthesegas

Die erste Betrachtung beschäftigt sich mit dem Ersatz von 10 % AGR durch Synthesegas. Die SynGas-Menge wurde auf 2.5 kg/h festgelegt, dadurch ergibt sich eine SynGas-Rate von 14–16 % vol bzw. ein energetischer Kraftstoffanteil von 20–24 %. Anzumerken ist, dass durch den geringeren Luftmassenstrom bei niedrigerem Lambda die Volumenprozentraten höher ausfallen und der energetische Anteil, geschuldet durch einen erhöhten Kraftstoffbedarf, etwas niedriger. Ausgewertet werden einerseits Variationen des Verbrennungsschwerpunkts bei unterschiedlichen Luftverhältnissen und andererseits Variationen des Luftverhältnisses bei konstantem AI50%. Die Lambda-Werte starten nahe 1.5 und werden in Zehntel Schritten bis ~1.1 abgesenkt. Eine Messung von reinem Dieselbetrieb bei $\lambda=1.1$ war nicht durchführbar und scheint somit nicht auf.

Stickoxide

Zwischen den Messungen mit und ohne Synthesegas sind nur geringe Unterschiede auszumachen, siehe [Bild 6.1](#) links. Die Menge an Gas dürfte einfach zu gering sein, um spürbare Veränderungen zu zeigen. Mit dem Verschieben der Verbrennungslage in Richtung spät zeigen sich die Stickoxidemissionen stark reduziert, dieser Zusammenhang ist hinreichend bekannt. Über das Luftverhältnis betrachtet zeigen die Emissionen keine Abweichungen, welche auf die Betriebsart rückzuführen sind.

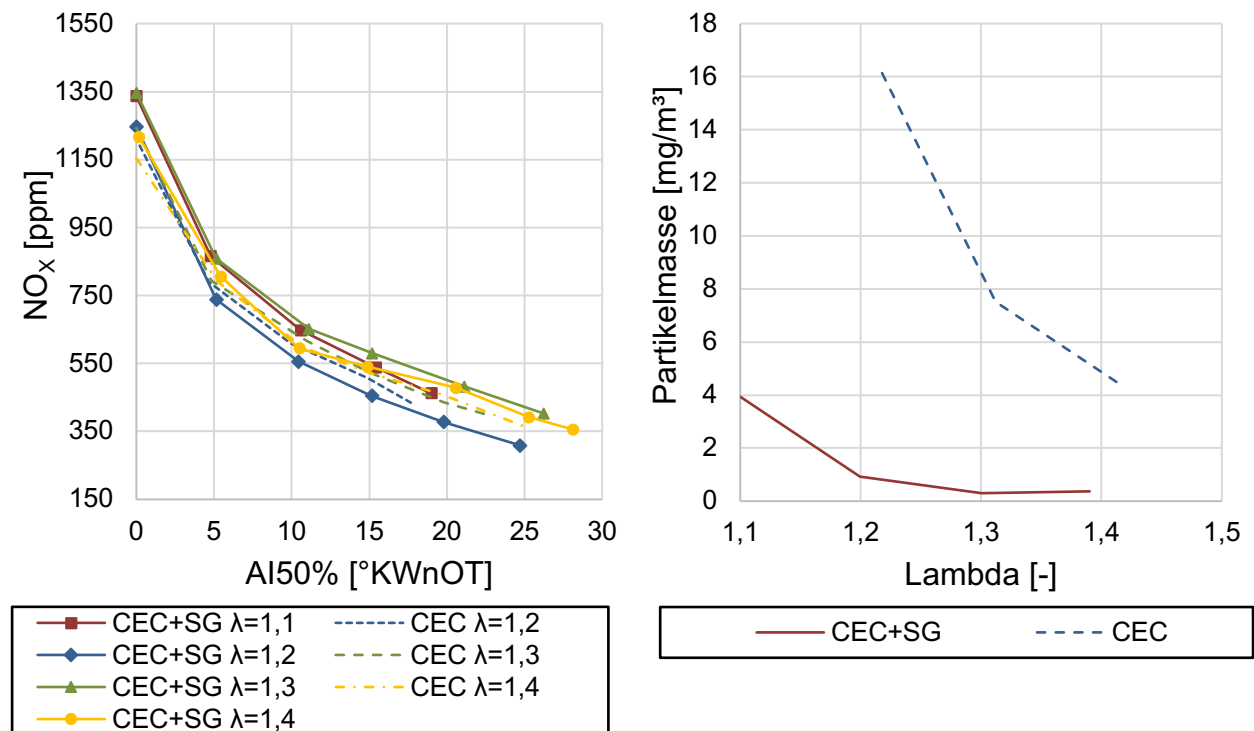


Bild 6.1: Stickoxid-Emissionen abhängig vom Verbrennungsschwerpunkt (links) und Ruß-Emissionen abhängig vom Luftverhältnis (rechts; AI50%=7.5°KWnOT). LP-1500/5; 10 % AGR bzw. 2.5 kg/h SynGas

Rußpartikel

Es zeigt sich eine Reduzierung der Partikelemissionen bei den Messungen mit Synthesegas, welche sich Großteils auch stabiler verhalten bei einer Verschiebung der Schwerpunktlage. Auch bei Änderung von Lambda zeigen sich die Werte im SynGas-Betrieb sehr konstant, erst unterhalb von $\lambda=1.2$ kommt es zu einem Anstieg. Im Gegensatz dazu steigen die Emissionen mit Diesel-Only stetig bei Verringerung des Luftverhältnisses, gut sichtbar in Bild 6.1 rechts. Diese Beobachtungen gelten sowohl für Masse als auch Anzahl der Partikelemissionen, diese korrelieren hier positiv miteinander.

Kohlenmonoxid

Allgemein kann ein klarer Trend von höheren Emissionswerten bei niedrigem Lambda erkannt werden. Vor allem in den Diesel-Only Messungen ist ein stetiger Anstieg vom höchsten zum niedrigsten Lambda Wert sehr gut sichtbar, während es im SynGas-Betrieb kaum eine Veränderung im Bereich von $\lambda=1.2$ – 1.4 gibt. Ebenfalls zeigen sich die Messungen mit Synthesegas konstanter bei einer Veränderung des Verbrennungsschwerpunktes, zu sehen in [Bild 6.2](#) links. Im Gegensatz dazu kommt es bei normaler AGR zu einer Steigerung der CO-Emissionen von früh nach spät.

Die CO-Werte im Diesel-Only Betrieb befinden sich zwischen $\lambda=1.4$ bis $\lambda=1.3$ unterhalb des SynGas-Betriebes und es gilt, umso höher das Luftverhältnis, desto größer ist die Differenz. Mit reinem Diesel verschlechtern sich die Werte jedoch schneller als mit SynGas, sodass sich unterhalb von $\lambda=1.3$ ähnliche Werte einstellen. Ab $\lambda=1.2$ steigen die

CO-Werte im SynGas-Betrieb zwar rapide an, es ist jedoch davon auszugehen, dass dies auch beim Diesel der Fall wäre.

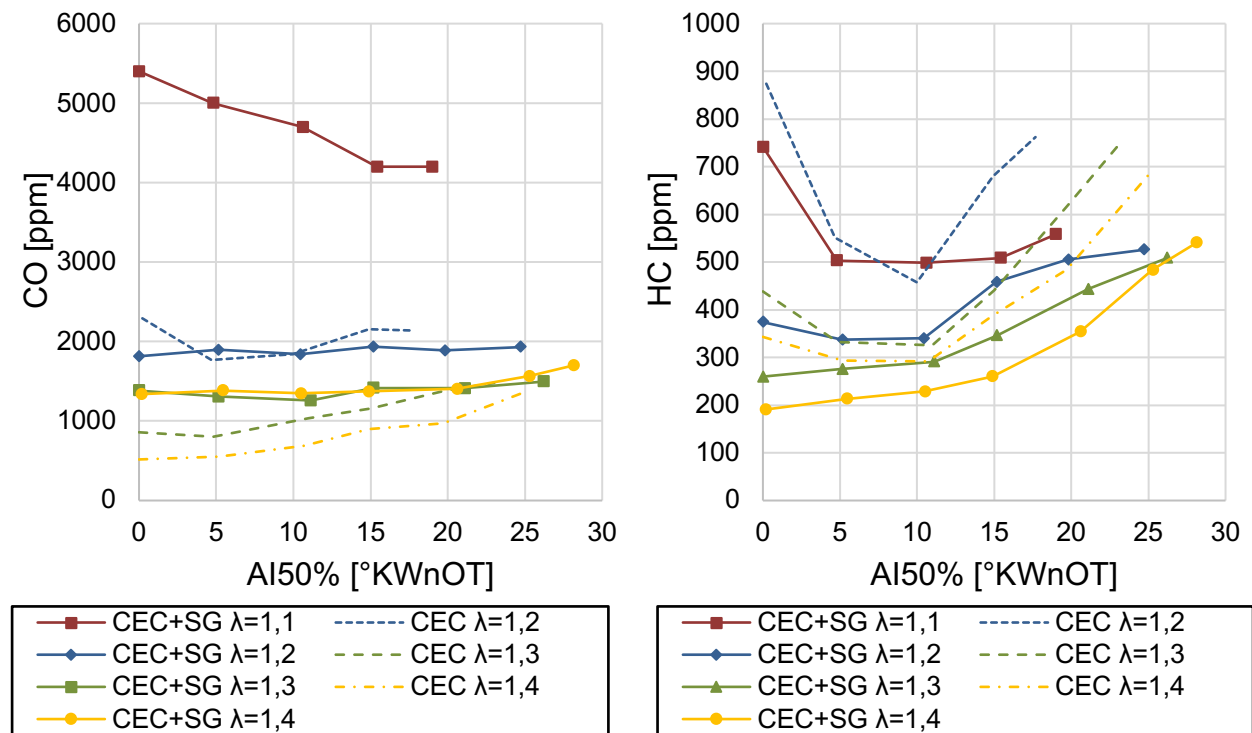


Bild 6.2: Kohlenmonoxid-Emissionen (links) und Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen (rechts) abhängig vom Verbrennungsschwerpunkt. LP-1500/5; 10 % AGR bzw. 2.5 kg/h SynGas

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe

Es zeigt sich, dass das Hinzufügen von Synthesegas etwas geringere Kohlenwasserstoff-Emissionen bei allen Luftverhältnissen mit sich bringt. Grundsätzlich verschlechtern sich die Werte für alle Messungen bei geringerem Luftverhältnis, der Diesel-Betrieb macht hierbei jedoch einen deutlichen Sprung beim Annähern an ein Luftverhältnis von 1,2, während im SynGas-Betrieb dies erst in der Nähe von $\lambda=1,1$ auftritt.

Eine Erhöhung der Emissionen findet auch bei späterem Verbrennungsschwerpunkt als dem Wirkungsgradoptimum (zwischen 5–10°KWnOT) statt, gut sichtbar in Bild 6.2 rechts. Im Dieselbetrieb sind die Werte davor ebenfalls leicht erhöht, im SynGas-Betrieb dagegen etwas niedriger, jedoch nur bei Lambda-Werten über 1,2.

Abgastemperatur

Die Temperatur im Krümmer erhöhte sich bei allen Messungen mit späterer Verbrennungslage und niedrigeren Lambda Werten. Dabei gab es keine relevanten Abweichungen zwischen den Messungen mit und ohne Gaszumischung. Der Höchstwert befindet sich knapp über 580°C für $\lambda=1,1$ bei später Verbrennungslage und das Minimum bei 400°C für $\lambda=1,4$ bei AI50%=0°KWnOT.

Variationskoeffizient (COV)

Bis auf die Messungen bei sehr später Verbrennungslage (AI50% später als 20°KWnOT) befanden sich alle unterhalb einer drei prozentigen Varianz.

6.1.2 Substitution von 20 % AGR durch Synthesegas

Es folgt nun die Betrachtung von 20 % Abgasrückführung gegenüber der entsprechenden Menge Synthesegas. Wie im vorigen Punkt handelt es sich um Variationen des Verbrennungsschwerpunktes bei unterschiedlichen Luftverhältnissen und des Luftverhältnisses bei konstantem AI50%. Die Lambda-Werte starten nahe 1.5 und werden in Zehntel Schritten bis ~ 1.1 abgesenkt. Die benötigte Menge an SynGas betrug 4.2 kg/h, was wiederum einer Rate von 24–26 % vol am Ansaugluftmassenstrom und einem energetischen Anteil von 40–50 %, entspricht. Wie im vorigen Abschnitt schon erwähnt, gilt auch hier wieder, niedrigeres Luftverhältnis bedeutet erstens geringere Luftmasse, somit ein höherer Volumenprozentsatz und zweitens höherer Kraftstoffbedarf, somit ein geringerer energetischer Anteil.

Zylinderdruck

In Bild 6.3 links ist der Verlauf des Zylinderdruckes zusammen mit dem Einspritztiming dargestellt. Zum Zwecke der Übersicht sind jeweils nur die Messungen mit dem geringsten und dem höchsten Luftverhältnis abgebildet. Die Messungen des Diesel-Only Betrieb zeigen steilere Druckanstiege als die Dual-Fuel Pendant. Bei den Verläufen der niedrigen Lambda Werte ist dieser Unterschied ausgeprägter. Die Differenz der Maxima der Zylinderdrücke befindet sich innerhalb von ± 1 bar bei einem Vergleich der jeweiligen gleichen Luftverhältnisse.

Die Druckdifferenz der Dual-Fuel Messung zur Diesel-Only Messung bei einem Lambda von 1.4 im Bereich vor der einsetzenden Verbrennung ergibt sich durch einen Unterschied im herrschenden Saugrohrdruck und einer höheren Differenz zwischen Saugrohr- und Abgaskrümmerdruck der Dual-Fuel Messung.

Bei den Messungen mit Synthesegas im unteren Lambda Bereich zeigt sich ein leichter Druckanstieg schon vor der Hauptumsetzung, der jedoch wieder abflacht. Ansatzweise tritt dies auch bei höherem Lambda auf, hier aber nicht annähernd so ausgeprägt und nur bei sehr genauer Betrachtungsweise ersichtlich. Ebenfalls zu sehen ist dieses bei reinem Dieselpetrieb und niedrigem Luftverhältnis, hier aber auch nur schwach ausgeprägt und etwas näher zur Hauptumsetzung hin verschoben. Besser ersichtlich ist dies im anschließend dargestellten Heizverlauf.

Hierbei handelt es sich um eine zweistufige Wärmefreisetzung, bei der vor der Hauptverbrennung eine Niedertemperaturreaktion stattfindet [44]. Die notwendige frühe Einspritzung durch den verlängerten Zündverzug in den Messungen mit niedrigem

Luftverhältnis dürfte die hierfür notwendige Homogenisierung des Kraftstoffgemisches ermöglichen.

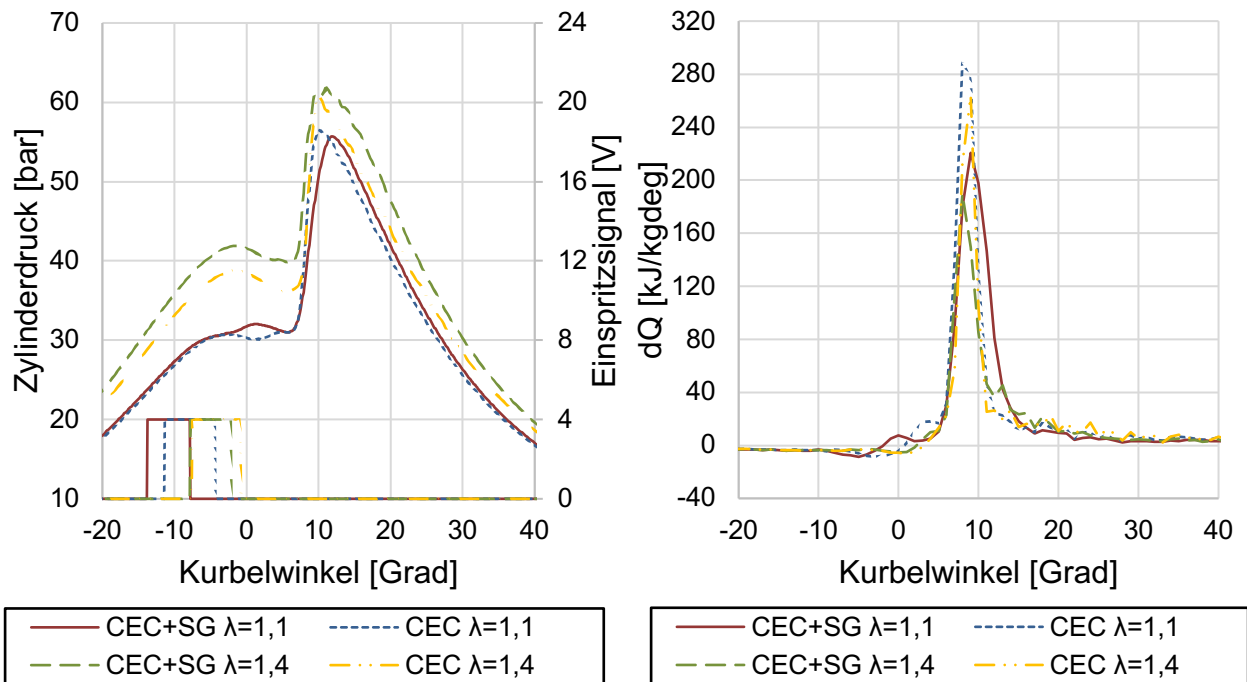


Bild 6.3: Zylinderdruckverläufe (links) und Heizverläufe (rechts) von ausgewählten Messpunkten. LP-1500/5; AI50%=10°KWnOT; 20 % AGR bzw. 4.2 kg/h SynGas

Heizverlauf

Analog zur Darstellung der Zylinderdruckverläufe sind die Heizverläufe in Bild 6.3 rechts dargestellt. Die Hauptumsetzungen starten bei allen Messungen zum selben Zeitpunkt. Die Dual-Fuel Messung mit $\lambda=1.1$ zeigt sich weniger kompakt als die restlichen Messungen, jedoch mit geringerem Nachbrand, wodurch dieselbe Schwerpunktlage möglich ist. Als Grund für die geringere Kompaktheit wird die Verteilung des Gasgemisches im Brennraum angesehen, dadurch muss dieser komplett durchgebrannt werden. Durch das geringe Luftverhältnis und den geringeren Saugrohrdruck ergeben sich zusätzliche Faktoren für eine langsamere Reaktion.

Auch die zweite dargestellte Dual-Fuel Messung lässt weniger Nachbrand erkennen. Im Dual-Fuel Betrieb ist weniger flüssiger Treibstoff vorhanden, infolgedessen Wandbenetzung und mögliche Ablagerung in Spalten in geringerem Maße vorkommt.

Die Diesel-Only Messungen zeigen höhere Maxima als die Messungen mit Synthesegas, dies passt zu den steileren Druckanstiegen aus den Zylinderdruckverläufen.

Integrierter Heizverlauf

In den integrierten Heizverläufen in [Bild 6.4](#) links ist die schnellere Umsetzung der SynGas-Messungen zu erkennen. Im Vergleich der jeweiligen selben Luftverhältnisse wird der AI90% früher erreicht, dies bestätigt auch den geringeren Nachbrand der in den Heizverläufen zu erkennen war.

Brenndauer

Dies führt auch zu einer kürzeren Brenndauer in den SynGas-Messreihen, die Brenndauer ist in Bild 6.4 rechts über das Luftverhältnis aufgetragen. Die Brenndauer verkürzt sich mit steigendem Luftverhältnis, ebenso wie mit später Verbrennungslage (nicht gezeigt). Letzteres ist bedingt durch die herrschenden, kälteren Brennraumtemperaturen. Dadurch wird der Zündverzug verlängert und die Homogenisierung des Gemisches verbessert, wodurch eine schnellere Umsetzung ermöglicht wird.

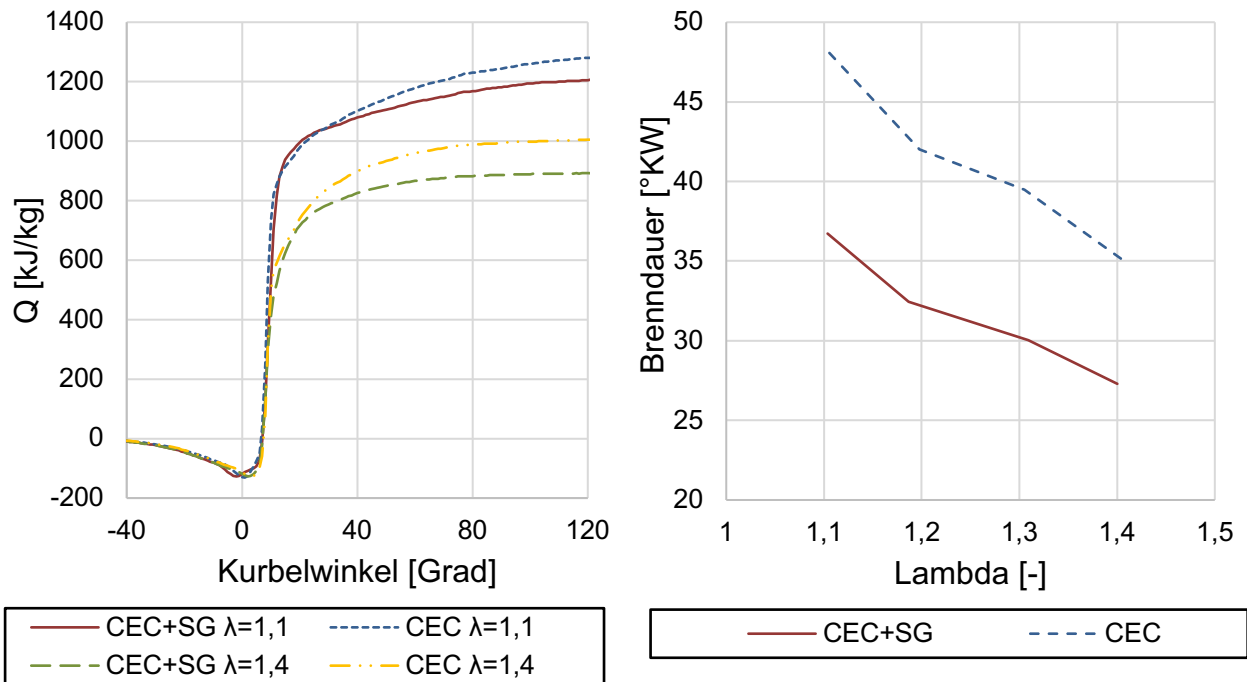


Bild 6.4: Integrierte Heizverläufe von ausgewählten Messpunkten (links; $AI_{50\%}=10^\circ\text{KWnOT}$) und Brenndauer abhängig vom Luftverhältnis (rechts; $AI_{50\%}=7.5^\circ\text{KWnOT}$). LP-1500/5; 20 % AGR bzw. 4.2 kg/h SynGas

Zündverzug

Der Zündverzug verkürzt sich mit steigendem λ , mit SynGas schneller als bei reinem Diesel Betrieb, siehe [Bild 6.5](#) links. Dies führt dazu, dass die Dual-Fuel-Messungen im unteren Bereich des Luftverhältnisses (bis ca. 1.2) längere und im oberen Bereich (ab ca. 1.4) kürzere Zündverzugszeiten als die Diesel-Only-Messungen haben. Über den Verbrennungsschwerpunkt (nicht gezeigt) betrachtet zeigen beide Varianten eine Verlängerung des Verzuges von früh nach spät, geschuldet den geringeren Druck- und Temperaturbedingungen.

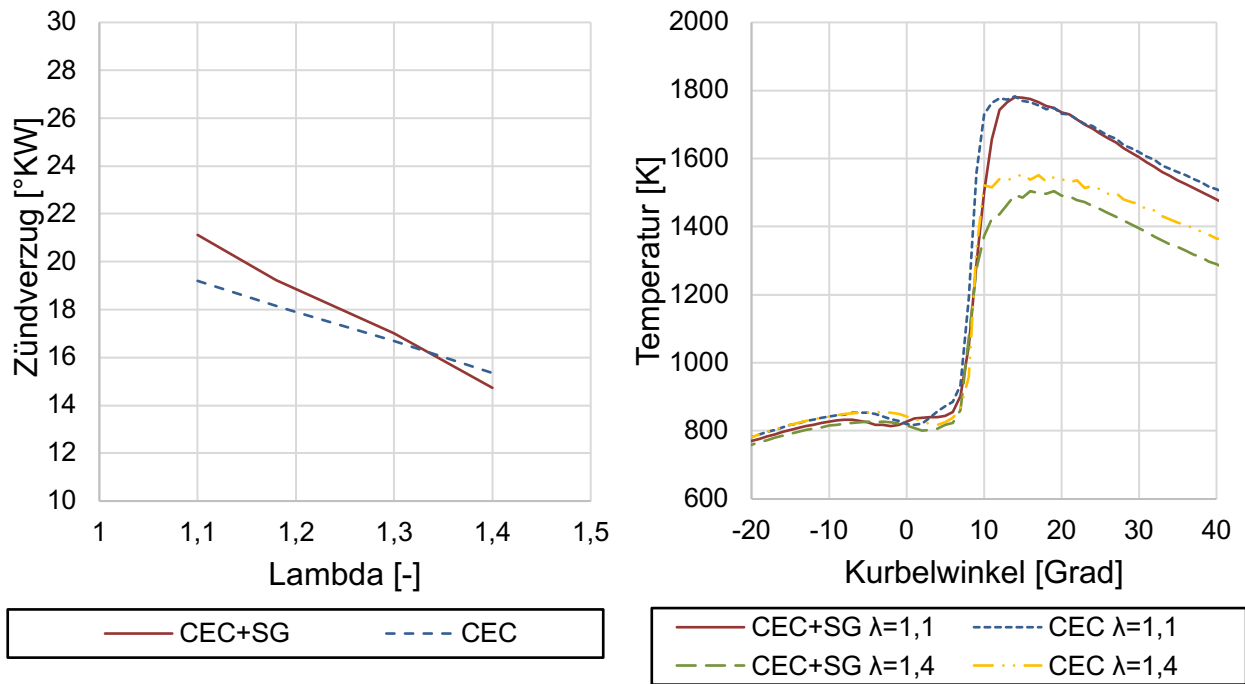


Bild 6.5: Zündverzug abhängig vom Luftverhältnis (links; $AI50\%=7.5^{\circ}KWnOT$) und Temperaturverläufe von ausgewählten Messpunkten (rechts; $AI50\%=10^{\circ}KWnOT$). LP-1500/5; 20 % AGR bzw. 4.2 kg/h SynGas

Temperaturverlauf

In Bild 6.5 rechts ist die Brennraumtemperatur dargestellt. Die Messungen der niedrigen Luftverhältnisse zeigen dieselben Maximalwerte, während bei mageren Verhältnissen die Diesel-Only Messungen heißer brennen. Die Differenz beträgt hier ca. 30 K.

Abgastemperatur

Die gemessenen Temperaturen im Krümmer erhöhen sich mit sinkendem Luftverhältnis und später Verbrennungslage. Zwischen Normal- und Dual-Fuel-Betrieb ist kein Unterschied auszumachen. Die Höchstwerte liegen hierbei knapp über $550^{\circ}C$ und die Minimalwerte bei rund $380^{\circ}C$.

Stickoxide

Die Stickoxidemissionen sind nun deutlich geringer als bei 10 %iger Abgasrückführung, bei reformiertem wie auch bei nicht behandeltem Abgas. Im jetzigen Vergleich der 20 % Messungen schneidet die normale Abgasrückführung besser ab. Interessant ist jedoch das unterschiedliche Verhalten der beiden Verfahren. Während es mit herkömmlicher AGR zu einem leichten Anstieg der Werte bei einer Steigerung des Luftverhältnisses kommt, tritt im SynGas-Betrieb genau das Gegenteil auf. Hier fallen die Stickoxid-Werte bei einer Erhöhung von Lambda, gut sichtbar in [Bild 6.6](#) links. Anzumerken ist, dass es sich bei der Steigerung bzw. dem Abfall jeweils um eine Differenz von nur 50 ppm zwischen Lambda 1.1 und 1.4 handelt.

Der größere Unterschied der NO_x -Emissionen bei niedrigem Luftverhältnis dürfte auf die weniger kompakte Verbrennung zurückzuführen sein. Dadurch werden die Spitzentemperaturen länger gehalten und dies führt zu einer stärkeren Stickoxidbildung.

Bei der Betrachtung der Schwerpunktvariation (nicht gezeigt) ist wieder ein starker Anstieg der Emissionswerte bei Verschiebung der Schwerpunktlage nach Früh sichtbar, besonders unterhalb von 10°KWnOT . Bei der Verbrennung Nahe des oberen Totpunktes herrschen höhere Druck- und Temperaturbedingungen. Bei späterer Verbrennungslage rücken alle Messwerte zusammen und Vorteile einzelner Messungen lassen sich nur mehr schwierig herauslesen.

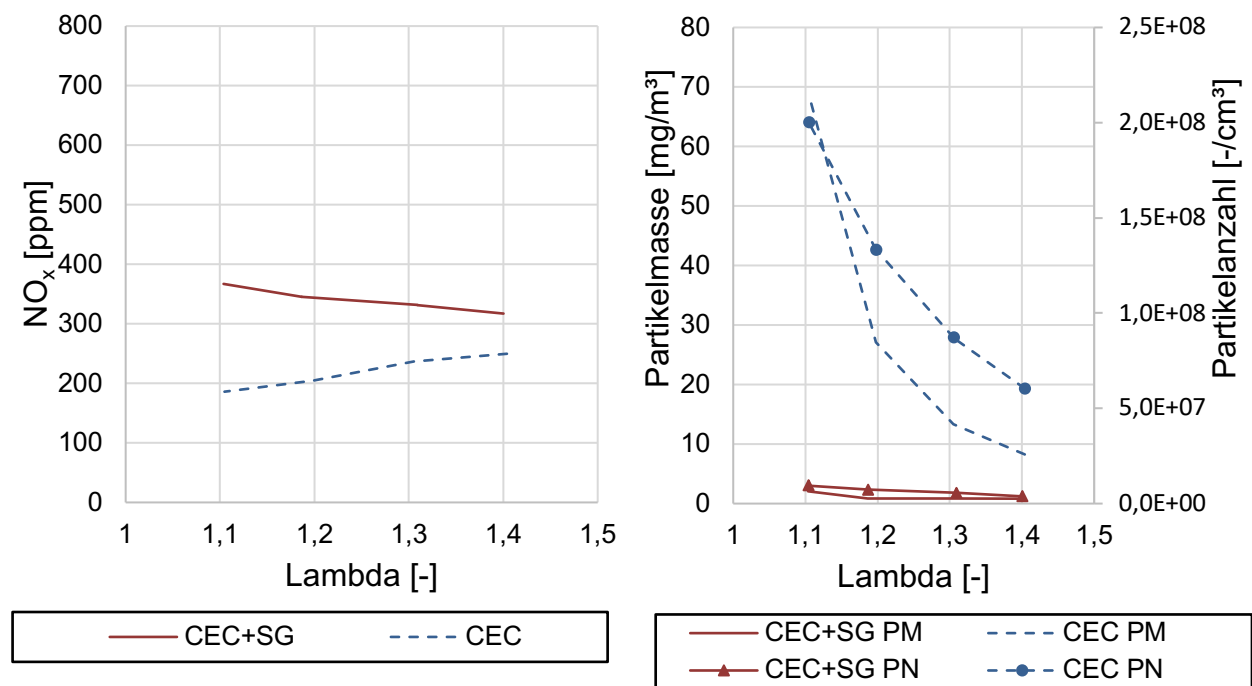


Bild 6.6: Stickstoff-Emissionen (links) und Ruß-Emissionen abhängig vom Luftverhältnis. LP-1500/5; AI50%=7.5°KWnOT; 20 % AGR bzw. 4.2 kg/h SynGas

Rußpartikel

Es herrscht wieder eine positive Korrelation zwischen Partikelmasse und -anzahl, siehe Bild 6.6 rechts, weshalb auf eine Unterscheidung in der folgenden Ausführung verzichtet wird.

Bei den Diesel-Only-Messungen kommt es zu einer deutlichen Verschlechterung der Werte bei einer Gegenüberstellung mit der vorhergehenden 10%-Betrachtung. Die Ruß- und Partikelemissionen im Dual-Fuel Betrieb sind dagegen konstant niedrig, dies konnte auch in Kapitel 6.1.1 wahrgenommen werden. Die SynGas-Messungen zeigen dadurch deutliche Vorteile bei der Betrachtung des Partikelausstoßes über den gesamten vermessenen Lambda-, sowie AI50%-Bereich. Ausschlaggebend dürfte hier die geringere Menge an flüssigem Treibstoff sein. Die im SynGas enthaltenen brennbaren Anteile (H_2 und CO) verbrennen rußfrei. Anzumerken ist auch, dass im vorliegenden Fall

durch die Mischung des Synthesegases aus reinen Gasen, das rückgeführte Abgas frei von Rußpartikeln ist.

Bei allen Diesel-Only-Messreihen tritt ein deutliches Maximum der Werte im Bereich des AI50% bei 10°KWnOT auf, bei Betrachtung der Schwerpunktvariation (nicht gezeigt). Dies tritt zwar auch bei Synthesegasverwendung auf, durch die geringeren Werte aber weniger prägnant. Grund ist hierfür die sinkende Brennraumtemperatur, die im Vorhinein verhindert das Partikel gebildet werden [45].

Kohlenmonoxid

Die Kohlenmonoxid Emissionen sind in [Bild 6.7](#) links, über dem Luftverhältnis aufgetragen. Auch hier ist wieder der gleiche Trend wie in der 10%-Betrachtung erkennbar. Die Emissionen an CO verschlechtern sich mit der Senkung des Luftverhältnisses, bei Dual-Fuel jedoch nicht so stark wie bei reinem Diesel Betrieb. Der Diesel verschlechtert sich stetig bei einer Senkung von Lambda, jedoch macht er einen Sprung, wenn es Richtung $\lambda=1.1$ geht. Dieser fällt aber deutlich größer aus, wodurch $CEC/\lambda=1.1$ mit Abstand die größte Menge an CO ausstößt. Bei niedrigem Lambda bringt der gasförmige Treibstoff Vorteile durch eine homogenere Ladung und lokal weniger fette Zonen. Auch zeigen sich die SynGas-Messungen wieder sehr konstant, sodass es eine Steigerung nur bei dem niedrigsten Luftverhältnis gibt.

Auch bei unterschiedlichen Verbrennungsschwerpunkten (nicht gezeigt) weisen die Dual-Fuel Messungen gleichbleibende Werte auf. Im Gegensatz dazu, verschlechtern sich die CO-Emissionen beim reinen Dieselbetrieb leicht von früher zu später Verbrennungslage.

Durch die kälteren Temperaturen bei später Verbrennungslage verlängert sich der Zündverzug, mehr Kraftstoff benetzt die Zylinderwand und muss erst wieder abgedampft werden [46]. Die anschließende Verbrennung verläuft unvollständig und erhöht die CO- und HC-Emissionen. Zusätzlich wird bei später Verbrennungslage für denselben indizierten Mitteldruck mehr Kraftstoff benötigt. Durch die allgemein geringere Menge an flüssigem Treibstoff tritt dies im Dual-Fuel Betrieb weniger stark auf.

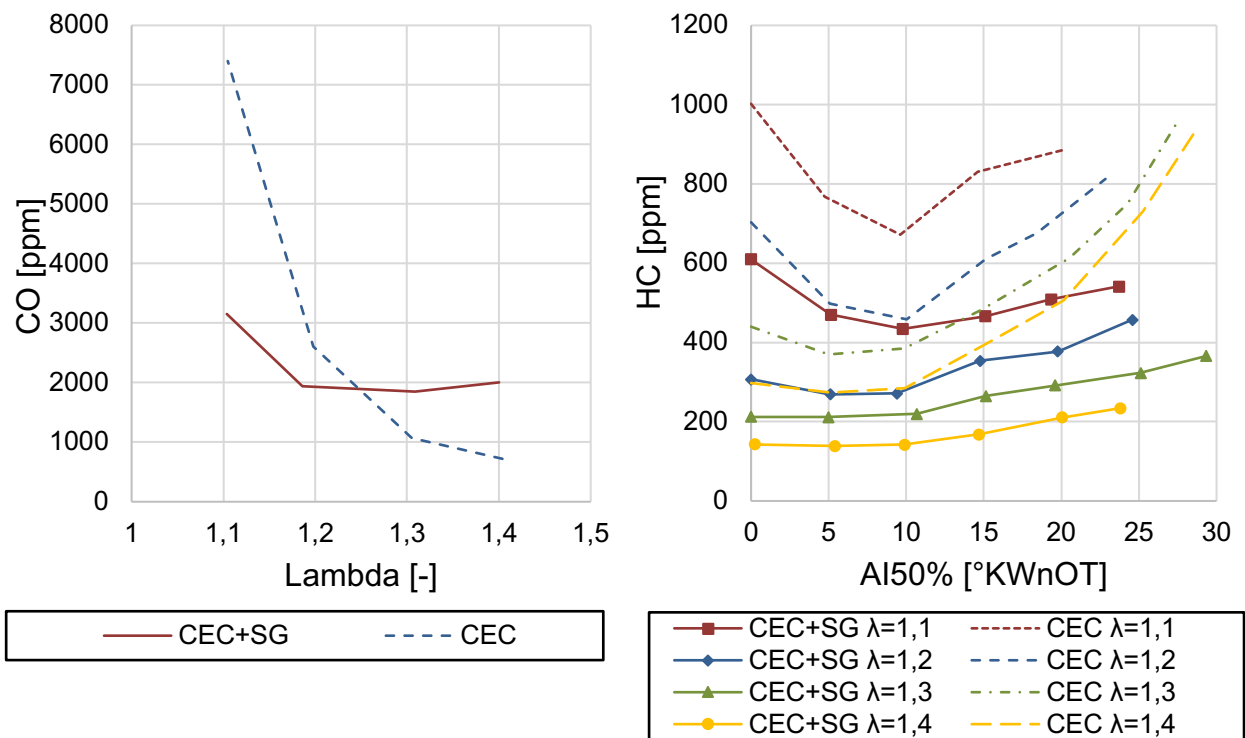


Bild 6.7: Kohlenmonoxid-Emissionen abhängig vom Luftverhältnis (links; AI50%=7.5°KWnOT) und Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen abhängig vom Verbrennungsschwerpunkt (rechts). LP-1500/5; 20 % AGR bzw. 4.2 kg/h

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe

Die Diesel-Only-Messungen zeigen nur sehr geringe Unterschiede im Vergleich mit der vorangegangenen 10%-Betrachtung. Die Verläufe sind annähernd ident und auch die Differenz in den Absolut-Werten ist gering. Genauso wenig haben sich die Verläufe im SynGas-Betrieb verändert, jedoch sind die Werte deutlich verringert. So kann die SynGas-Messung mit $\lambda=1.1$ gleiche HC-Emissionswerte wie CEC/ $\lambda=1.4$ vorweisen.

Wiederum gut erkennbar, jedoch bei reinem Diesel-Betrieb ausgeprägter, sieht man, dass die niedrigsten Emissionen im Wirkungsgradoptimum zwischen 5 und 10°KWnOT auftreten. Frühere und spätere AI50% zeigen zumeist schlechtere Werte, bei Diesel-Betrieb ist der Anstieg bei später Verbrennungslage deutlich stärker ausgeprägt, zu sehen in Bild 6.7 rechts. Für späte Verbrennungslagen gelten die obigen Ausführungen zu den CO-Emissionen. Bei früher Verbrennung ist der Wirkungsgrad ebenfalls leicht niedriger und es wird mehr Kraftstoff als im Optimum benötigt, wodurch sich ebenfalls leicht erhöhte HC-Emissionen ergeben.

Indizierter Wirkungsgrad

Allgemein zeigt sich der Zusammenhang von Wirkungsgradverlust und Senkung des Luftverhältnisses, siehe [Bild 6.8](#) links, jedoch sind die SG Messungen mit $\lambda=1.2$, $\lambda=1.3$ und $\lambda=1.4$ sehr nahe beisammen.

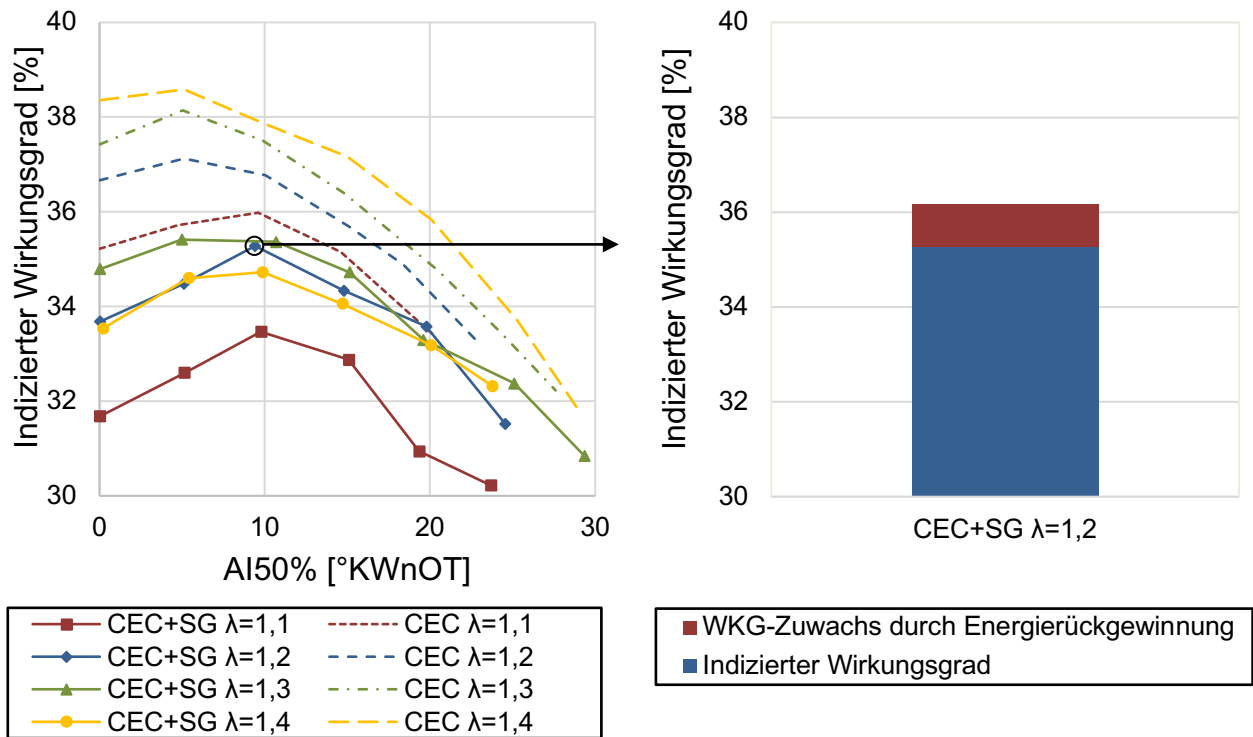


Bild 6.8: Indizierter Wirkungsgrad abhängig vom Verbrennungsschwerpunkt (links) und Steigerung des Wirkungsgrades auf Grund der Energierückgewinnung durch thermochemische Rekuperation im ausgewählten Messpunkt (rechts). LP-1500/5; 20 % AGR bzw. 4.2 kg/h SynGas

Die Reformierung ist hier nur bei Luftverhältnissen unter $\lambda=1.2$ sinnvoll, da es nur hier zu einer erkennbaren Steigerung des Wirkungsgrades kommt. Da der WKG der SynGas-Messung bei $\lambda=1.1$ aber nochmals deutlich unter der von $\lambda=1.2$ liegt, wird nur für diese Messung die Aufwertung durchgeführt. Hierzu kommen die beiden Punkte mit dem höchsten WKG in Frage, dies sind die Punkte bei einem Verbrennungsschwerpunkt von 5 und 10°KWnOT . Da die NO_x -Werte für ersteren jedoch stark erhöht sind, fällt die Wahl auf den 10°KWnOT -Punkt. Bei diesem ergibt sich durch die Aufwertung eine Steigerung um 0.89 % Punkte, dargestellt in Bild 6.8 rechts. Dies reicht jedoch nicht um auf den Wert der Dieselmessung bei $\lambda=1.2$ zu kommen.

Variationskoeffizient

Der Großteil der Messpunkte befindet sich in einem Bereich zwischen zwei und drei Prozent. Ab einem Verbrennungsschwerpunkt größer 20°KWnOT wird der Motorlauf sehr unruhig und es ergeben sich Variationskoeffizienten von bis zu 5 %. Bei der Betrachtung über das Luftverhältnis gibt es eine leichte Tendenz zu mehr Laufruhe bei geringerem Luftverhältnis. Zwischen Diesel-Only und Dual-Fuel gibt es keine augenscheinlichen Unterschiede.

6.1.3 Substitution von 40 % AGR durch Synthesegas

Bei diesem, wie auch dem nächsten Abschnitt, wurde die maximal mögliche Menge an SynGas eingebracht. Maximale Menge in dem Sinn, dass ein indizierter Mitteldruck von 5 bar nicht überschritten wird und die Dieselmenge so gering wie möglich ist, jedoch noch ausreichend, um die Zündung zu ermöglichen. Des Weiteren musste auch auf das gewünschte Luftverhältnis acht genommen werden. Wird zu viel SynGas eingebracht, sind geringe Lambda-Werte nicht möglich. Somit unterscheiden sich diese zwei Messreihen von den restlichen, da die Menge an Synthesegas innerhalb einer Messreihe differenzieren kann. Die Menge an SynGas variierte mit den genannten Parametern je nach Verbrennungslage und Luftverhältnis zwischen 5 kg/h und 7.5 kg/h, welches einem volumetrischen Anteil am Ansaugluftstrom von 28–36 % vol und einem energetischen Anteil von 56–87 % entspricht. Die AGR-Rate der zu vergleichenden Diesel-Only Messungen wurde auf 40 % eingestellt. Es wurden Messreihen bei Luftverhältnissen nahe 1.1, 1.2 und 1.3 durchgeführt und diese sind als Variationen des Verbrennungsschwerpunktes in 2.5°-Schritten von 0°KWnOT bis 20°KWnOT ausgeführt. Bei allen Messungen wurde auf eine Druckdifferenz, zwischen Saugrohr und Abgaskrümmen, von 270 mbar geachtet. Der p_{mi} -Variationskoeffizient lag in allen Messungen unterhalb von 3 %.

Zylinderdruck

Analog zum vorhergehenden Abschnitt sind in [Bild 6.9](#) links nur die Zylinderdruckkurven des geringsten und höchsten Luftverhältnis abgebildet. Die Druckunterschiede vor dem Brennbeginn ergeben sich aus Differenzen im Saugrohrdruck. Der Augenscheinlichste Unterschied zwischen den beiden Betriebsarten ist jedoch die Steilheit der Anstiege. Während der Druck bei der Gemisch-Zündung im Diesel-Only-Betrieb annähernd senkrecht ansteigt, kommt es bei SynGas Anwendung zu einem runderem Druckverlauf, bei dem der Druck erst nach ~8°KWnOT sein Maximum erreicht.

Bei den Messungen mit normaler AGR kann man wieder einen leichten Druckanstieg knapp vor der Hauptumsetzung beobachten, im Dual-Fuel Betrieb ist dieser nun nicht mehr vorhanden. Es sei hierfür auf die Ausführung zur 2-stufigen Wärmefreisetzung im vorhergehenden Kapitel verwiesen.

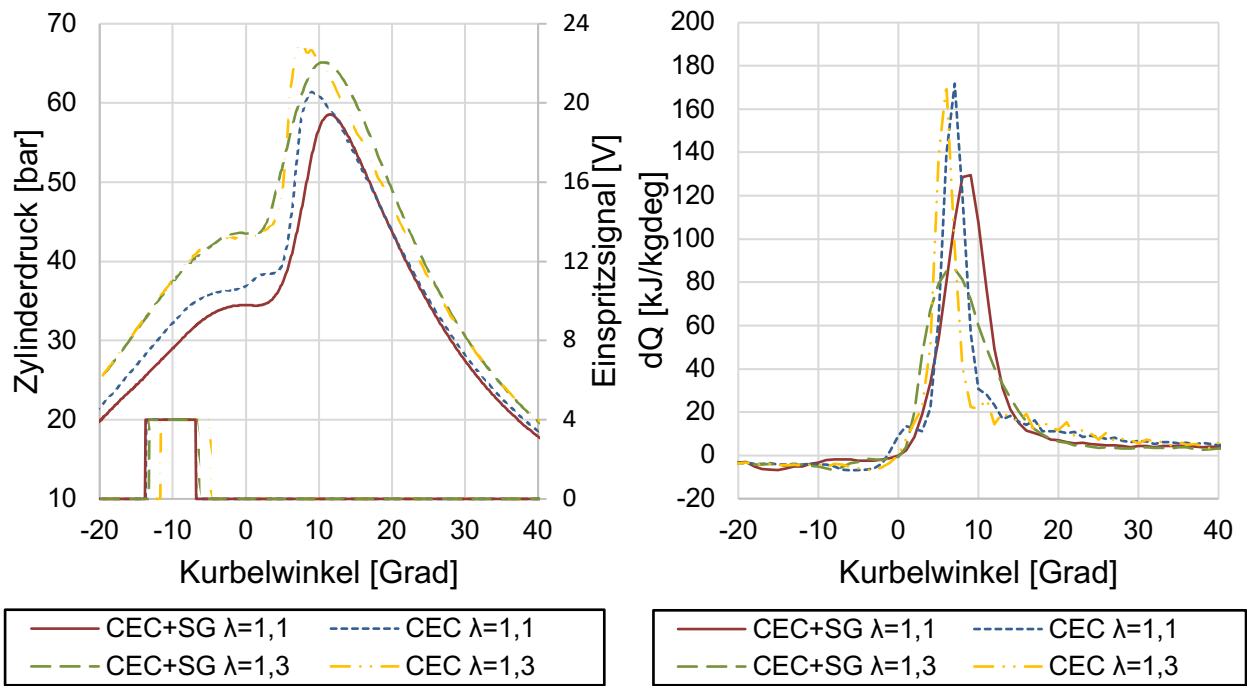


Bild 6.9: Zylinderdruckverläufe (links) und Heizverläufe (rechts) von ausgewählten Messpunkten. LP-1500/5; AI50%=10°KWnOT; 40 % AGR bzw. max. Menge SynGas

Heizverlauf

Die oben gewonnen Erkenntnisse aus der Analyse des Zylinderdruckes sind in [Bild 6.9](#) rechts gut nachvollziehbar. Die Steilheit der Druckanstiege spiegeln sich in den Spitzen der Heizverläufe wider. Die Verläufe der Diesel-Only Messungen weisen ein höheres Maximum als die Dual-Fuel Messungen auf. Während es zwischen den Spitzenwerten der reinen Diesel Varianten keine erwähnenswerten Unterschiede gibt, unterscheiden sich die Maxima der unterschiedlichen Luftverhältnisse im Synthesegasbetrieb deutlich. Die Dual-Fuel Messung mit einem Lambda von 1.1 zeigt ein deutlich höheres Maximum als bei Lambda 1.3, welches auf einen steileren Druckanstieg schließen lässt. Weiter unten wird gezeigt das der Zündverzug hier deutlich länger ist. Das Gemisch hat mehr Zeit sich zu homogenisieren um anschließend explosiver zu zünden.

Die Verbrennung des SynGases führt zu einer runden, gleichmäßigen Verbrennung, wodurch der Verlauf deutlich weniger kompakt ist als die der Diesel-Only Messungen. Diese Verbrennung ist auch thermodynamisch ineffizienter und ein möglicher Grund für eine Verschlechterung des Wirkungsgrades. Es lässt sich aber wiederum kaum Nachbrand erkennen, sodass sich trotzdem dieselbe Schwerpunktlage der Energieumsetzung und eine vergleichbare Brenndauer ergeben.

Integrierter Heizverlauf

Die Betrachtung des Integrierten Heizverlaufes in [Bild 6.10](#) links untermauert die vorangegangenen Indizierdaten. Die kompaktere Verbrennung mit anschließendem Nachbrand der Diesel-Only Messungen bedingt das frühere Abknicken des Verlaufes. Trotzdem wird bei beiden Betriebsarten der 90 % Energieumsatzpunkt zum Annähernd

selben Zeitpunkt erreicht. Grund dafür ist die oben beschriebene runde, gleichmäßige Verbrennung im Dual-Fuel Betrieb ohne erkennbaren Nachbrand.

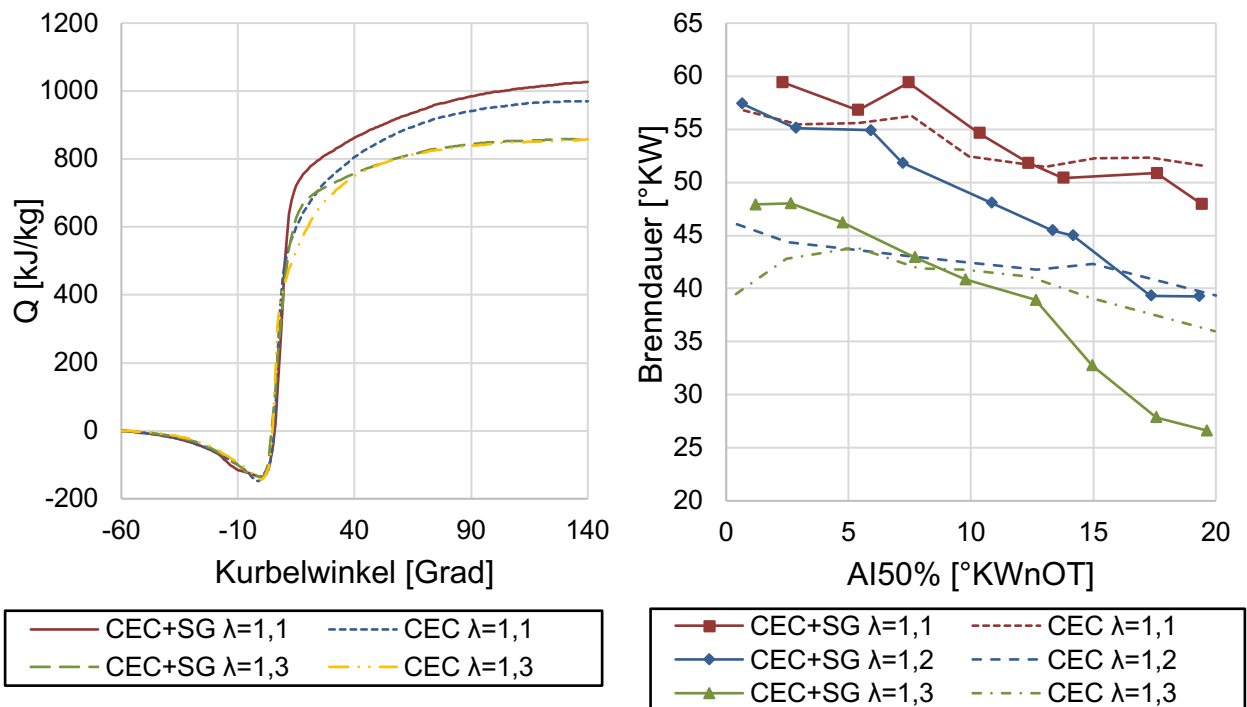


Bild 6.10: Integrierte Heizverläufe von ausgewählten Messpunkten (links; $\text{AI50\%}=10^\circ\text{KWnOT}$) und Brenndauer abhängig vom Verbrennungsschwerpunkt. LP-1500/5; $\text{AI50\%}=10^\circ\text{KWnOT}$; 40 % AGR bzw. max. Menge SynGas

Brenndauer

Die Brenndauer hat sich, im Vergleich zur Betrachtung in Kapitel 6.1.2, allgemein verlängert, absolut gesehen im Dual-Fuel Betrieb etwas mehr, sodass es nun keine nennenswerten Unterschiede zwischen den beiden Betriebsarten gibt. Dies fügt sich zu den Beobachtungen im Integrierten Heizverlauf ein. Grafisch dargestellt ist die Brenndauer der beiden Betriebsarten in Bild 6.10 rechts.

Zündverzug

Die Diesel-Messungen zeigen keine Änderung des Zündverzuges, während er sich im Dual-Fuel Betrieb deutlich verlängert hat, im Vergleich zu den Messungen des vorherigen Kapitels. Der Trend, dass sich der Verzug mit steigendem Luftverhältnis bei SynGas-Einsatz schneller verkürzt als bei AGR, bleibt bestehen. Jedoch reicht dies diesmal nicht aus, um beim Gasgemisch kürzere Zeiten zu erhalten, zumindest nicht in dem betrachteten Bereich des Luftverhältnisses, zu sehen in [Bild 6.11](#) links.

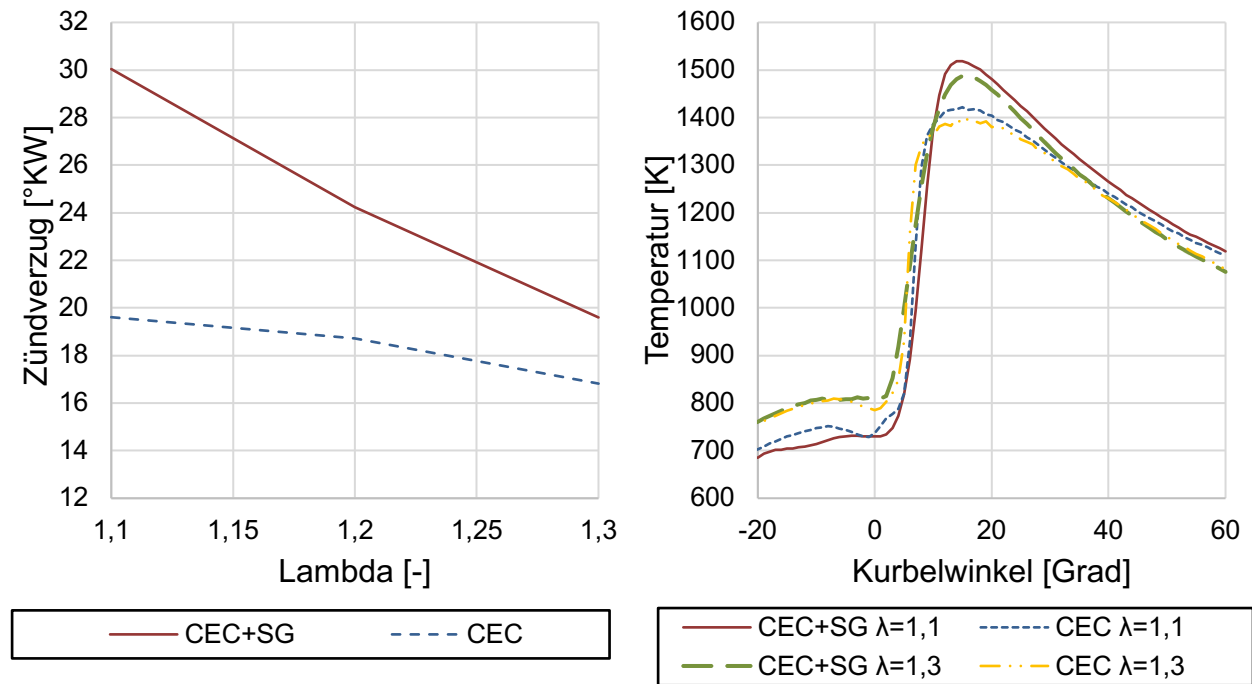


Bild 6.11: Zündverzug in Abhängigkeit vom Luftverhältnis (links; $AI_{50\%}=7,5^\circ\text{KWnOT}$) und Temperaturverläufe in ausgewählten Messpunkten (rechts; $AI_{50\%}=10^\circ\text{KWnOT}$). LP-1500/5; 40 % AGR bzw. max. Menge SynGas

Temperaturverlauf

Der Temperaturverlauf des Brennraums zeigt höhere Spitzenwerte des Dual-Fuel Betriebes, siehe Bild 6.11 rechts. Bei beiden dargestellten Messungen ergibt sich eine Differenz von 100 K zwischen den jeweiligen selben Luftverhältnissen. Durch die langsamere bzw. weniger kompaktere Verbrennung ist mehr Zeit verfügbar, um Wärme an den Brennraum abzugeben. Dies bedingt auch erhöhte Abgastemperaturen und Wandwärmeverluste. Die unterschiedlichen Temperaturniveaus vor der Zündung ergeben sich aus den verschiedenen Luftverhältnissen und Saugrohrdrücken.

Abgastemperatur

Im Allgemeinen ist die Abgastemperatur etwas gegenüber dem vorhergehenden Vergleich gesunken, für den Synthesegas Betrieb jedoch weniger stark als es bei Diesel-Only der Fall ist, wodurch ersterer nun deutlich heißere Temperaturen besitzt. Wie in den 20 % Messungen gilt wieder, dass ein niedrigeres Luftverhältnis eine höhere Abgastemperatur bedeutet. Die maximalen Werte befinden sich bei rund 500°C .

Stickoxide

Die Stickoxid-Emissionen sind in [Bild 6.12](#) links grafisch dargestellt. Bei den Diesel-Only-Messungen sind, durch den hohen AGR Anteil, nur sehr geringe NO_x -Emissionen vorhanden. Die Werte für die Messungen mit SynGas sind leicht nach unten verschoben, zieht man den Vergleich zu 20 % und die Stickoxid Emissionen fallen nun deutlich mit steigendem Luftverhältnis. Durch die Vorgabe in der Versuchsdurchführung bei dieser Messreihe immer die maximal mögliche Synthesegasmenge einzubringen, ergeben sich im Dual-Fuel Betrieb starke Unterschiede in der Ladungsmasse. Bei höherem

Luftverhältnis befindet sich mehr SynGas im Zylinder und damit auch ein erhöhter Anteil an Inertgas. Zusätzlich ergibt sich dadurch eine höhere Wärmekapazität der Ladung. Dadurch werden die lokalen Spitzentemperaturen bei höherem Luftverhältnis verringert.

Über den Verbrennungsschwerpunkt betrachtet zeigt sich das bekannte Muster von fallenden Emissionen von früher zu später Verbrennungslage.

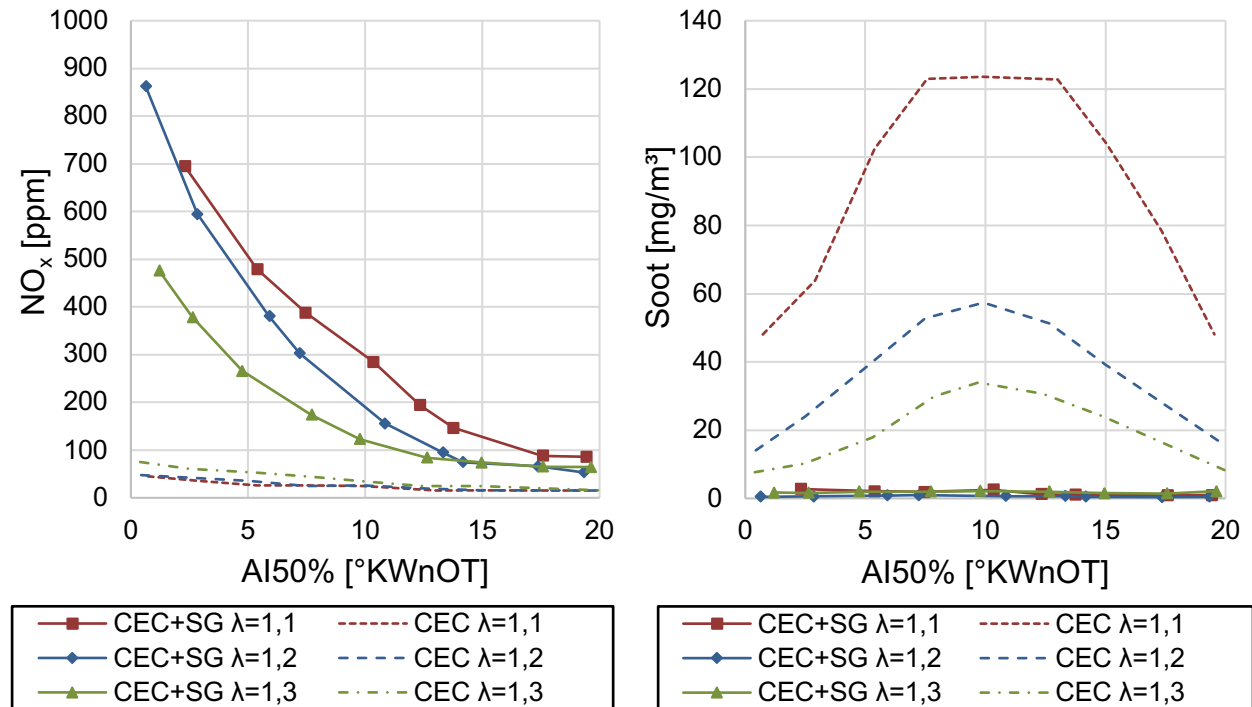


Bild 6.12: Stickoxid-Emissionen (links) und Ruß-Emissionen (rechts) abhängig vom Verbrennungsschwerpunkt. LP-1500/5; 40 % AGR bzw. max. Menge SynGas

Rußpartikel

Partikelmasse ist beim Einsatz von SynGas kaum vorhanden und setzt somit den Trend aus den vorherigen Betrachtungen fort, siehe Bild 6.12 rechts. Auch im reinen Diesel-Betrieb setzt sich der Trend fort, was bedeutet, dass die Emissionen nochmal deutlich gestiegen sind, und zwar um den Faktor zwei bis drei im Vergleich zu den Messreihen mit 20 prozentiger AGR.

Kohlenmonoxid

Die CO-Werte bei einem Lambda-Wert von 1.1 sind bei beiden Betriebsarten sehr hoch, im Diesel-Only Betrieb zeigt sich durch eine Steigerung des Luftverhältnisses jeweils eine deutliche Verbesserung. Im Dual Fuel-Betrieb zeigt sich ebenfalls eine Verbesserung, jedoch ist die Messung bei einem Lambda von 1.3 nur geringfügig besser als bei 1.2. Dies fügt sich in die Beobachtung in der vorhergehenden 20 % Messreihe ein. In Kapitel 3.2 wurde bereits erwähnt, dass sich erhöhte Kohlenmonoxid-Werte auch durch im Synthesegas enthaltenes CO ergeben. Die hohe Zündtemperatur kann dazu führen, dass Teile des Kohlenmonoxids gar nicht umgesetzt und einfach unverbrannt ausgestoßen

werden. Dies würde die konstanteren Werte in den Messreihen gegenüber Diesel-Only erklären, genauso wie die höheren Werte bei einer Steigerung des SynGas-Anteiles.

Über die Verbrennungslage betrachtet zeigen sich die Emissionen im Dual-Fuel Betrieb konstant, während der Diesel-Only Betrieb einen leichten Anstieg von Frühem zu spätem Verbrennungsschwerpunkt zeigt. Die Zusammenhänge sind in [Bild 6.13](#) links grafisch dargestellt.

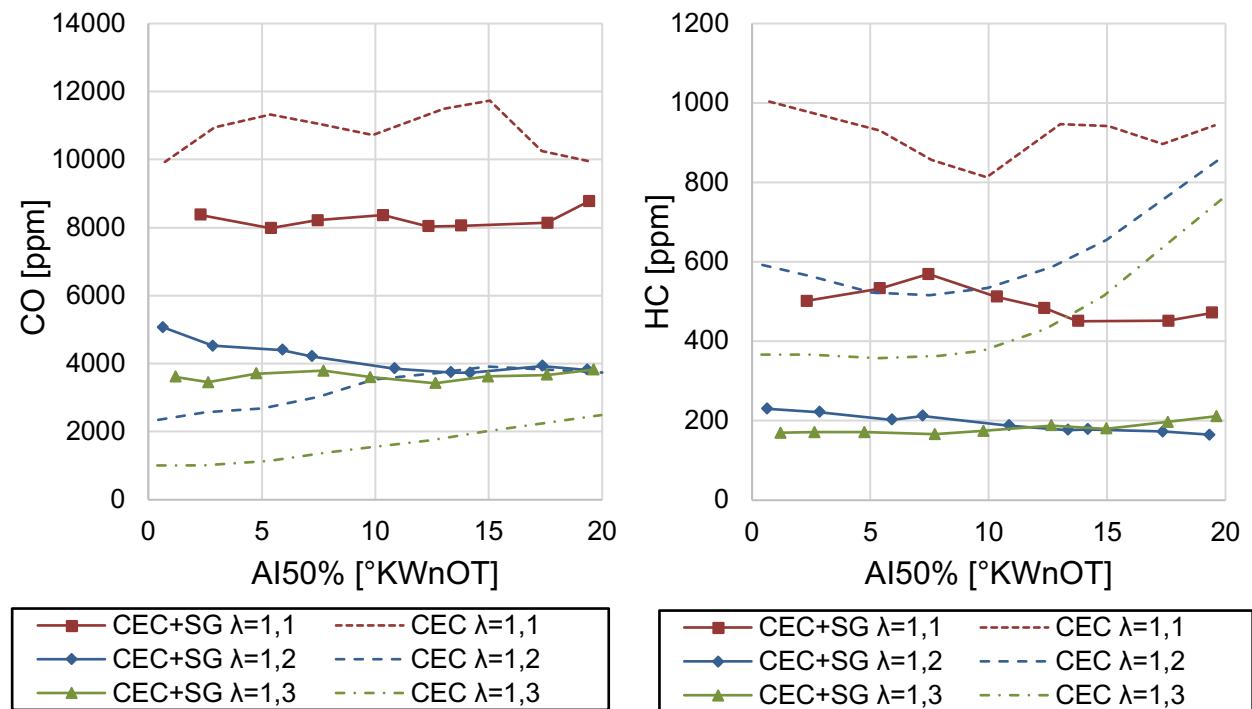


Bild 6.13: Kohlenmonoxid-Emissionen (links) und Emissionen an unverbranntem Kohlenwasserstoffen (rechts) abhängig vom Verbrennungsschwerpunkt. LP-1500/5; 40 % AGR bzw. max. Menge SynGas

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe

Wie in den vorangegangenen Betrachtungen in [Bild 6.2](#) und [Bild 6.7](#), steigen die Werte bei Diesel-Only bei später Verbrennungslage und geringerem Sauerstoffverhältnis, die absoluten Werte haben sich nur geringfügig geändert, zu sehen in [Bild 6.13](#) rechts. Beim Synthesegas sind die absoluten Werte ebenfalls ähnlich, zumindest bei früher Verbrennungslage bis hin zu 10°KWnOT. Stiegen die Werte bisher nach diesem Punkt leicht an, kommt es hier zu einem sehr geradlinigen Verlauf.

Indizierter Wirkungsgrad

Die Wirkungsgradverläufe sind in [Bild 6.14](#) links zu sehen. Es zeigt sich, dass die Wirkungsgrade der Diesel-Only Messungen leicht gestiegen sind, während die Dual-Fuel Messungen gefallen sind, im Vergleich mit den 20 %-Messungen aus dem vorhergehenden Kapitel. Im Diesel-Only-Betrieb ist die leichte Steigerung des Wirkungsgrades durch eine erhöhte Ladungsmasse und eine dadurch größere Wärmekapazität zu erklären. Die Verbrennungstemperaturen sind dadurch niedriger und es ergeben sich geringere Wandwärmeverluste. Im Dual-Fuel-Betrieb ist der weitere

Abfall des Wirkungsgrades über den ungünstigeren Verbrennungsverlauf und die erhöhten Kohlenmonoxid-Emissionen zu erklären.

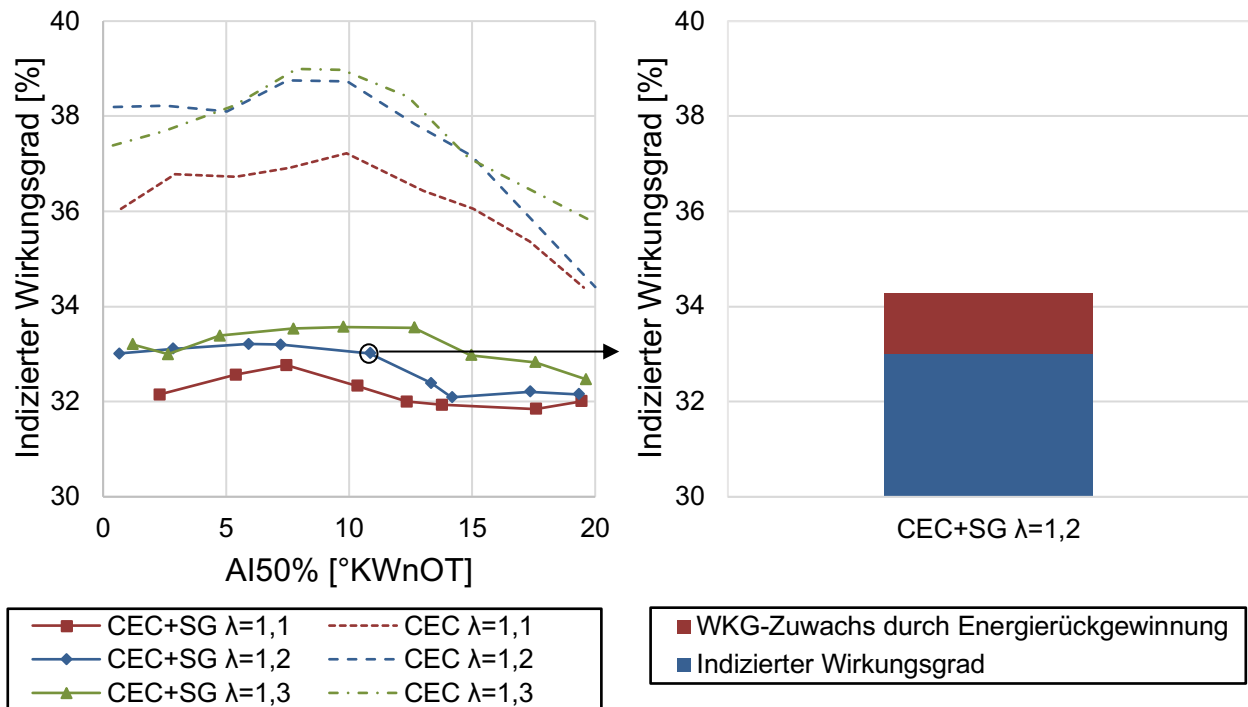


Bild 6.14: Indizierter Wirkungsgrad abhängig vom Verbrennungsschwerpunkt (links) und Steigerung des Wirkungsgrades auf Grund der Energierückgewinnung durch thermochemische Rekuperation im ausgewählten Messpunkt (rechts). LP-1500/5; 40 % AGR bzw. max. Menge SynGas

Die Vorgehensweise, zur Auswahl jenes Punktes, für den die Berechnung der Aufwertung durchgeführt wird, erfolgt wieder über dasselbe Schema wie im vorherigen Abschnitt. Unter Beachtung von Wirkungsgrad und NO_x fällt die Wahl auf die Messung bei $\lambda=1,2$ und 10°KWnOT. Die Aufwertung bringt hier eine Verbesserung um 1,28%-Punkte auf knapp 34,3 %, zum Vergleich sichtbar gemacht in Bild 6.14 rechts. Dies reicht jedoch nicht aus, um den Verlust im Dual-Fuel Betrieb auszugleichen.

6.1.4 Substitution von 50 % AGR durch eine Synthesegas-AGR-Mischung

Hier gelten grundsätzlich dieselben Parameter bzw. Angaben wie im vorherigen Abschnitt. Wieder wurde die maximale Menge an SynGas verwendet, jedoch wurde nun noch ein zusätzlicher Anteil an unbehandelter AGR in der Höhe von 10 % hinzugefügt. Die Menge an SynGas betrug, in Abhängigkeit von Luftverhältnis und Verbrennungslage, 4.8–8.1 kg/h. Dies entspricht einem volumetrischen Anteil am Ansaugluftstrom von 29–36.5 % vol und einem energetischen Anteil von 55–92.5 %. Die Rate der gesamten rückgeführten Abgase (SynGas plus 10 % AGR) belief sich auf 43–57.6 %. Die AGR-Rate der zu vergleichenden Diesel-Only Messungen wurde mit 50 % festgelegt. Dies hatte zur Folge, dass sich eine Messreihe mit einem Luftverhältnis nahe 1.3 nicht durchführen ließ. Die nötige Druckdifferenz zwischen Saugrohr und Abgasklappe konnte hierfür nicht eingehalten werden.

Alle Messungen weisen einen Variationskoeffizienten unterhalb der 3 %-Grenze auf.

Zylinderdruck

Auf Grund der nicht Durchführbarkeit einer Diesel-Only Messreihe mit einem Luftverhältnis von 1.3 werden in den folgenden Vergleichen der Indizierdaten die Luftverhältnisse bei 1.1 und 1.2 dargestellt, siehe Bild 6.15 links.

Die zusätzlichen 10 % AGR reduzieren geringfügig die Steilheit der Druckanstiege im Vergleich zur Betrachtung in Bild 6.19. Die Diesel-Only Messungen sind davon stärker betroffen. Um die nötigen Luftverhältnisse zu erreichen musste der Druck im Saugrohr bei allen Messungen im Vergleich zur vorherigen Messreihe erhöht werden. Dadurch herrschen auch im Zylinder höhere Druckverhältnisse.

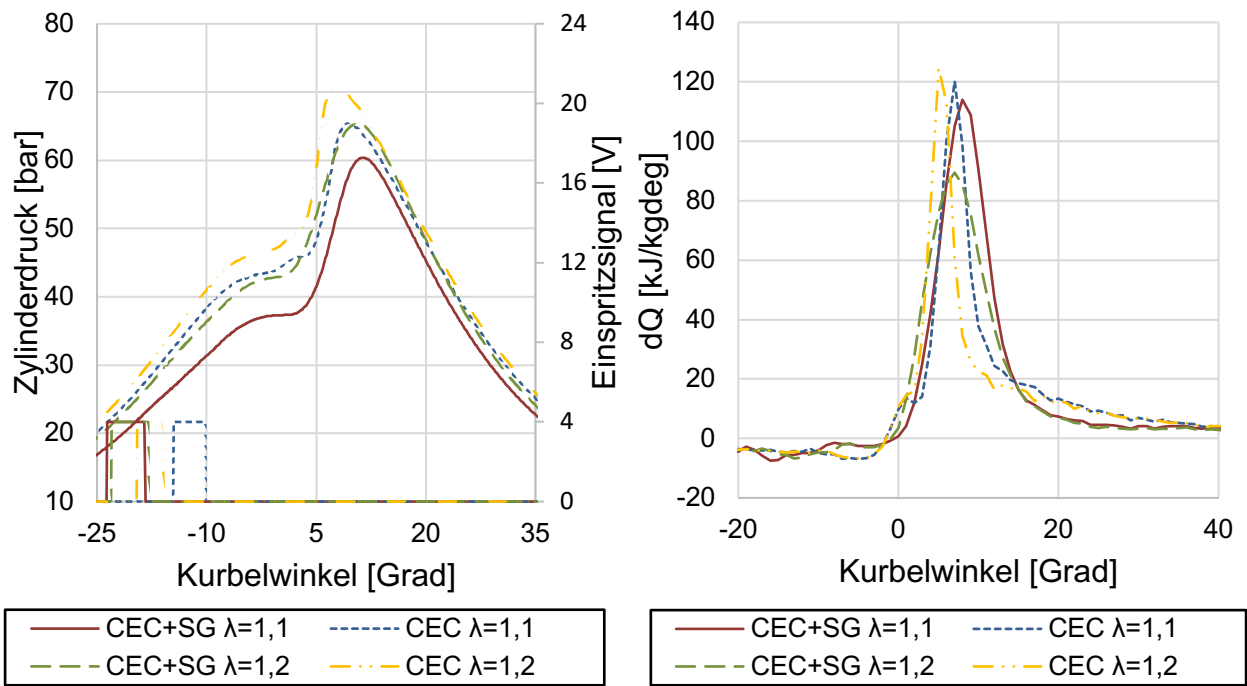


Bild 6.15: Zylinderdruckverläufe (links) und Heizverläufe (rechts) in ausgewählten Messpunkten. LP-1500/5; AI50%=10°KWnOT; 50 % AGR bzw. max. Menge SynGas + 10 % AGR

Heizverlauf

Durch die reduzierte Steilheit im Druckanstieg sind die Maxima im Heizverlauf der Diesel-Only Messungen in Bild 6.15 rechts deutlich geringer als in Bild 6.9. Für die Dual-Fuel Messungen fällt diese Änderung geringer aus, wodurch die aktuelle Differenz der Maxima zwischen Diesel-Only und Dual-Fuel geringer als in vorangegangenen Vergleichen ausfällt. Die Messungen mit ausschließlich Diesel zeigen wieder eine kompaktere Verbrennung mit umfangreicheren Nachbrand.

Integrierter Heizverlauf

Eben erwähnte kompaktere Verbrennung und Nachbrand zeigen sich auch in der grafischen Darstellung des Integrierten Heizverlaufs in [Bild 6.16](#) links. Die Diesel-Only Messungen knicken früher ab und es folgt ein runder Verlauf bis zum Erreichen des maximalen Energieumsatzes. Die Dual Fuel Messungen knicken spät und spitze ab, jedoch erfolgt hier eine sehr langsame Steigerung, wodurch das Ende der Energieumsetzung sehr spät erreicht wird.

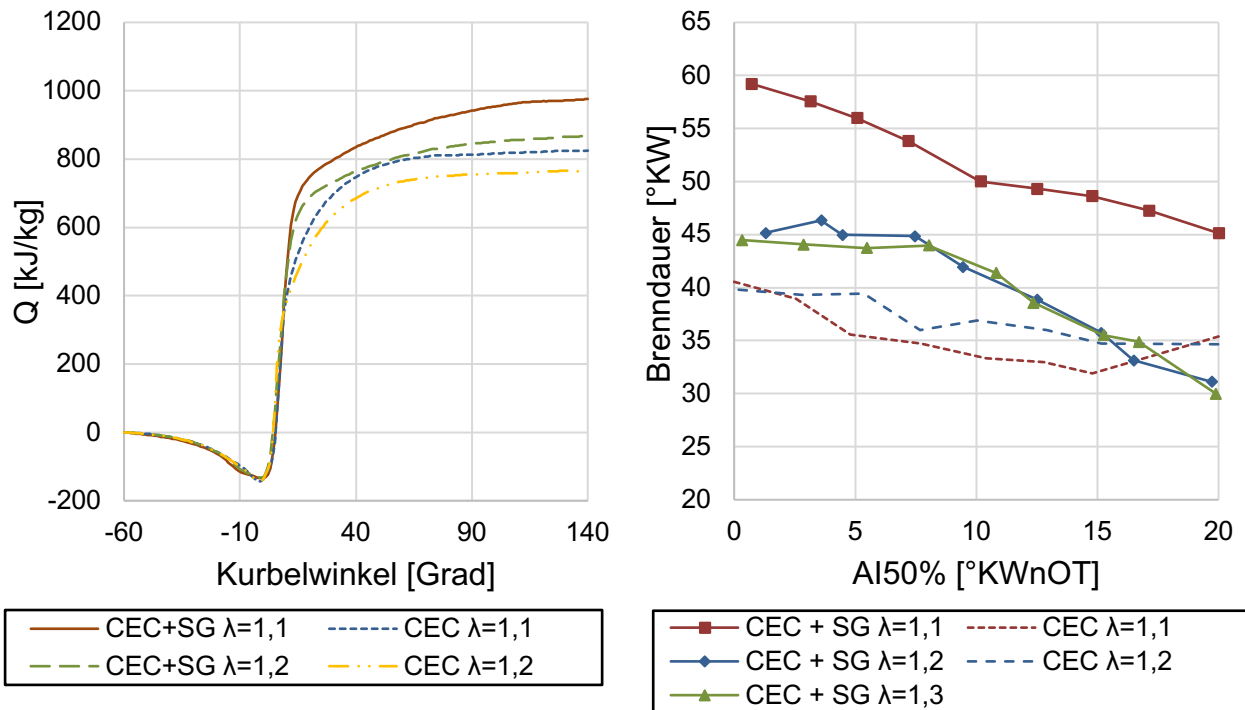


Bild 6.16: Integrierte Heizverläufe von ausgewählten Messpunkten (links; $AI50\%=10^\circ\text{KWnOT}$) und Brenndauer in Abhängigkeit vom Verbrennungsschwerpunkt (rechts). LP-1500/5; 50 % AGR bzw. max. Menge SynGas + 10 % AGR

Brenndauer

Beide Betriebsarten zeigen eine schnellere Brenndauer als in der vorhergehenden Messreihe, geschuldet dem höheren Saugrohr- respektive Zylinderdruck. Weiterhin besitzt der Diesel-Only Betrieb eine schnellere Umsetzung als der Dual-Fuel Betrieb, grafisch dargestellt in Bild 6.16 rechts.

Temperaturverlauf

Die zusätzlichen 10 % AGR bewirken im Diesel-Only Betrieb eine deutliche Reduzierung der Brennraumtemperatur, wohingegen der Dual-Fuel Betrieb nur eine geringe Änderung im Vergleich mit dem vorherigen Kapitel zeigt. Die Differenz der Spitzentemperatur zwischen den jeweiligen selben Luftverhältnissen wird dadurch vergrößert. Der Einsatz des Synthesegases bedingt somit eine erheblich höhere Spitzentemperatur, zu sehen in [Bild 6.17](#) links.

Zündverzug

Der Zündverzug hat sich zum vorherigen Kapitel nicht verändert, dargestellt in [Bild 6.17](#) rechts. Im Diesel-Only Betrieb erfolgt die Zündung somit weiterhin schneller.

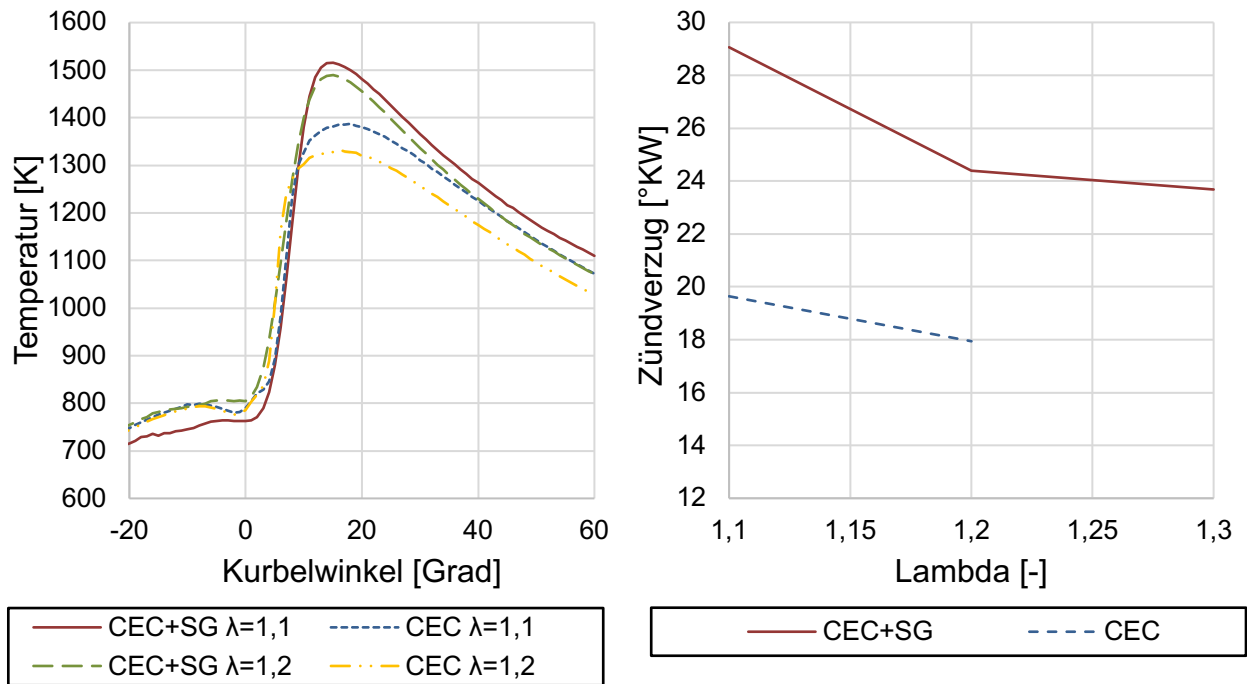


Bild 6.17: Temperaturverläufe von ausgewählten Messpunkten (links; $AI_{50}=10^{\circ}KWnOT$) und Zündverzug in Abhängigkeit vom Luftverhältnis (rechts; $AI_{50}=7.5^{\circ}KWnOT$). LP-1500/5; 50 % AGR bzw. max. Menge SynGas + 10 % AGR

Abgastemperatur

Die zusätzlichen 10 % AGR bringen eine Verringerung der Abgastemperatur für alle Messreihen im Vergleich mit dem vorherigen Kapitel, sodass es zu einer Verschiebung nach unten um durchschnittlich $30^{\circ}C$ kommt.

Stickoxide

Die weitere Steigerung der AGR-Rate führt im Diesel-Only Betrieb zu kaum vorhandenen Stickoxid-Emissionen im Größenbereich von 10 ppm, bei beiden gemessenen Luftverhältnissen. Grafisch dargestellt sind die Emissionen in [Bild 6.18](#) links. Auch im Dual-Fuel Betrieb bewirken die 10 % AGR eine deutliche Verringerung der Emissionen im direkten Vergleich zu der vorangegangenen Betrachtung in [Bild 6.12](#).

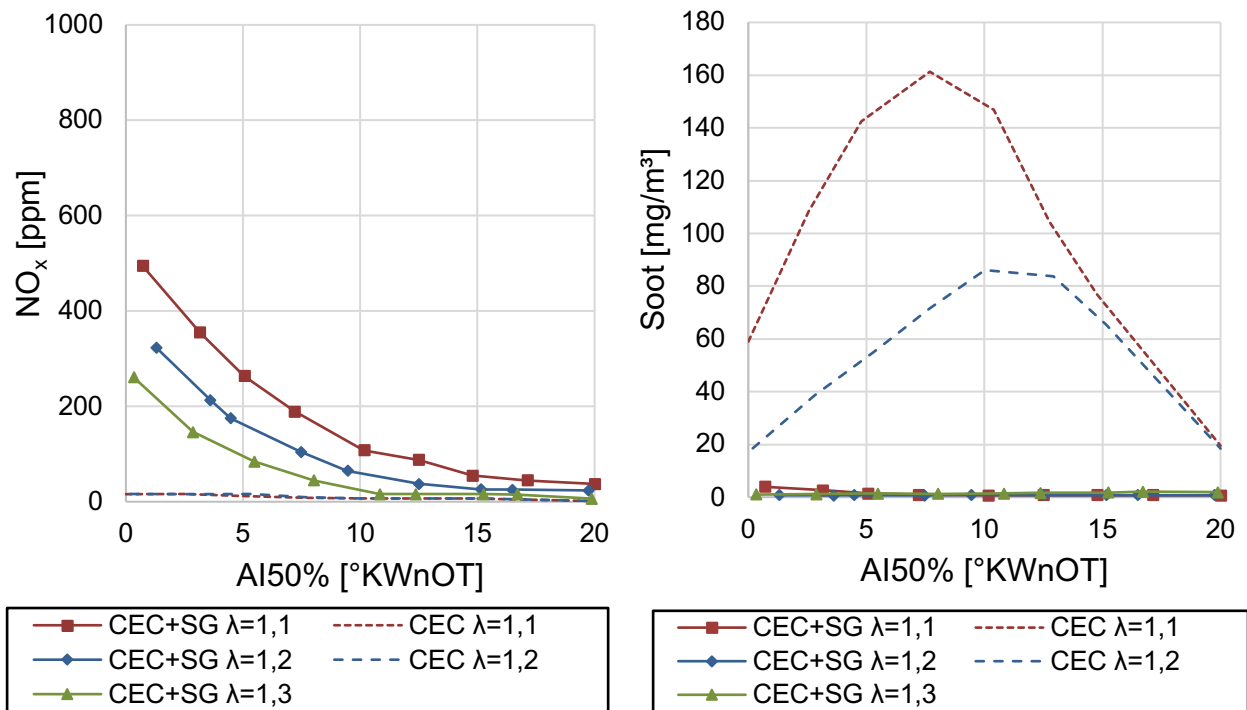


Bild 6.18: Stickoxid-Emissionen (links) und Ruß-Emissionen (rechts) abhängig vom Verbrennungsschwerpunkt. LP-1500/5; 50 % AGR bzw. max. Menge SynGas + 10 % AGR

Rußpartikel

Im Betrieb mit Synthesegas hat die Zugabe von 10 % Abgas keinen Effekt auf die Partikel Emissionen, im Gegensatz zu den Diesel-Only Messungen. Hier kommt es durch die Erhöhung von 40 auf 50 Prozent nochmals zu einer deutlichen Steigerung der Partikelmasse, zu sehen in Bild 6.18 rechts, während sich die Partikelanzahl (nicht gezeigt) nur geringfügig erhöht.

Kohlenmonoxid

Die Diesel-Only Messungen zeigen nun eine starke Verschlechterung von früher zu später Verbrennungslage und die Werte erhöhen sich um mehr als das Doppelte bei einer Senkung des Luftverhältnisses von 1.2 auf 1.1. Im Dual-Fuel Betrieb mit Synthesegas zeigt sich dasselbe Verhalten wie in der vorangegangenen Betrachtung. Alle Messungen sind konstant in Bezug auf den AI50% und auf einem sehr ähnlichen, hohen Niveau, jedoch niedriger als die Diesel-Messung bei $\lambda=1.1$, gut zu sehen in [Bild 6.19](#) links.

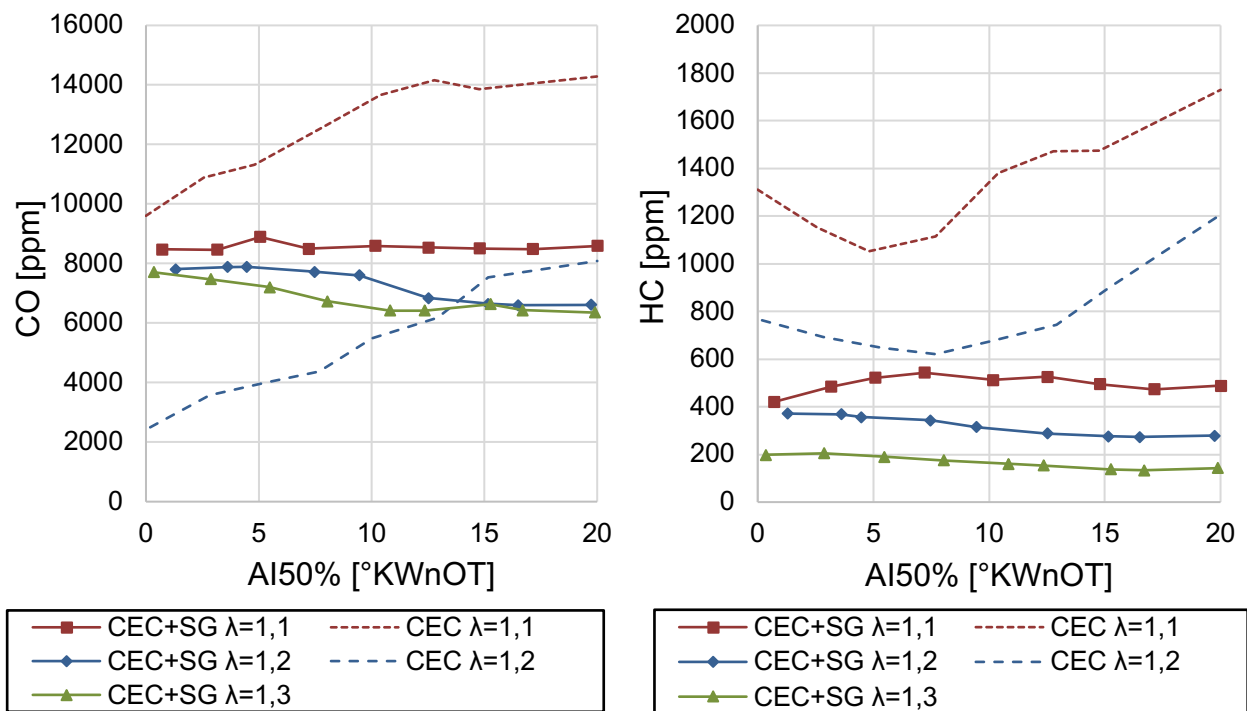


Bild 6.19: Kohlenmonoxid-Emissionen (links) und Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen abhängig vom Verbrennungsschwerpunkt. LP-1500/5; 50 % AGR bzw. max. Menge SynGas + 10 % AGR

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe

Im Diesel-Only-Betrieb ergibt sich dasselbe Schema wie in den vorigen Abschnitten, die nun zusätzlichen 10 % AGR erhöhen die Werte jedoch noch einmal deutlich. Beim Synthesegas-Betrieb ändert das zusätzlich rückgeführte Abgas weder bei den Verläufen noch bei den tatsächlichen Werten kaum etwas, siehe hierzu Bild 6.19 rechts im Vergleich zu Bild 6.13 rechts.

Indizierter Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad des reinen Diesel-Betriebs erfährt kaum Verschlechterung durch die Steigerung der AGR-Rate von 40 % auf 50 %, als Grund sei hier auf den gesteigerten Saugrohrdruck verwiesen. Im Dual-Fuel Betrieb hingegen lässt sich eine geringfügige Minderung ausmachen, sodass die Differenz zwischen Single- und Dual-Fuel Betrieb nochmals zunimmt. Als Grund lassen sich die nochmals gestiegenen Kohlenmonoxid Emissionen ermitteln. Der indizierte Wirkungsgrad ist in [Bild 6.20](#) links grafisch über dem Verbrennungsschwerpunkt aufgetragen.

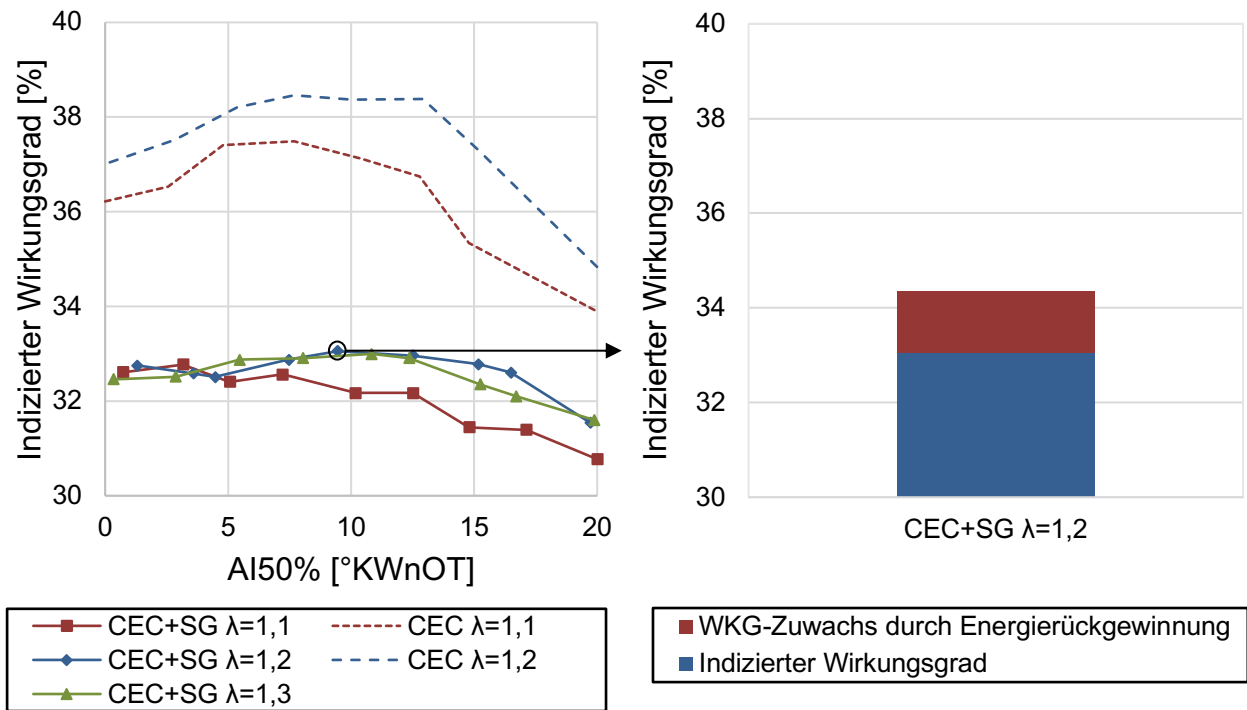


Bild 6.20: Indizierter Wirkungsgrad abhängig vom Verbrennungsschwerpunkt (links) und Steigerung des Wirkungsgrades auf Grund der Energierückgewinnung durch thermochemische Rekuperation im ausgewählten Messpunkt (rechts). LP-1500/5; 50 % AGR bzw. max. Menge SynGas + 10 % AGR

Die Aufwertung erfolgt für die 10°KWnOT Messung bei einem Luftverhältnis von 1.2, da dieser einerseits den besten Wirkungsgrad aufweist und andererseits auch mit niedrigeren Emissionswerten aufwartet als die restlichen in Frage kommenden Messpunkte. Der WKG-Zuwachs durch die Energierückgewinnung beläuft sich auf 1.3%-Punkte und ist in Bild 6.20 rechtst grafisch veranschaulicht.

6.2 Lastpunkt 1500 min⁻¹/ 15 p_{mi}

6.2.1 Substitution von 15 % AGR durch Synthesegas

Die Versuchsreihe deckt 15 % AGR, den Ersatz der AGR durch 15 % SynGas, und eine Messreihe ohne jegliche Rückführung ab, im Folgenden mit 0 % AGR betitelt. Für diesen Vergleich wurden Variationen des Verbrennungsschwerpunktes in 5°-Schritten von 0°KWnOT bis 20°KWnOT sowie Variationen des Luftverhältnisses beginnend bei einem Lambda nahe 1.05 und in 0.5-Schritten steigend bis mindestens $\lambda=1.4$ durchgeführt. Im Dual-Fuel Betrieb war darüber hinaus keine Messung möglich. Ohne jegliche AGR konnte mit dem vorhandenen Luftkompressor bis $\lambda=1.7$ erweitert werden, während mit 15 % AGR bei $\lambda=1.5$ das höchste Luftverhältnis erreicht war. Die Variation des Luftverhältnisses wurde bei einem Verbrennungsschwerpunkt von 10°KWnOT gemessen. Die Menge an SynGas im Dual-Fuel Betrieb betrug 6 kg/h, dies entspricht einem volumetrischen Anteil am Ansaugluftstrom von 13–16 % und einem energetischen Anteil von 22.5–27.5 %. Bei allen Messungen wurde eine Druckdifferenz, zwischen Saugrohr und Abgaskrümmer, von 500 mbar eingehalten. Alle Messungen weisen einen Variationskoeffizienten des indizierten Mitteldrucks unterhalb von 2 % auf.

Zylinderdruck

Zum Zweck der Übersicht werden in den nachfolgenden Grafiken zur Darstellung der Indizierdaten jeweils ein Betriebspunkt mit einem Luftverhältnis von 1.2 und einer Verbrennungsschwerpunktlage von 10°KWnOT verwendet.

In den Zylinderdruckverlaufskurven in [Bild 6.21](#) links sind die unterschiedlichen Anstiegszeitpunkte durch die variierenden Einspritzzeiten zu sehen. Ein Unterschied in der Steilheit der Druckanstiege ist nicht deutlich ausmachbar und die Maxima der Messungen mit 15 % AGR und 15 % SynGas sind näherungsweise gleich. Die 0 % AGR Messung weist ein niedrigeres Druckniveau auf, geschuldet dem geringeren Saugrohrdruck. Die beiden Diesel-Only Messungen zeigen im Druckmaximum einen flacheren Verlauf, der Spitzendruck wird somit etwas länger gehalten.

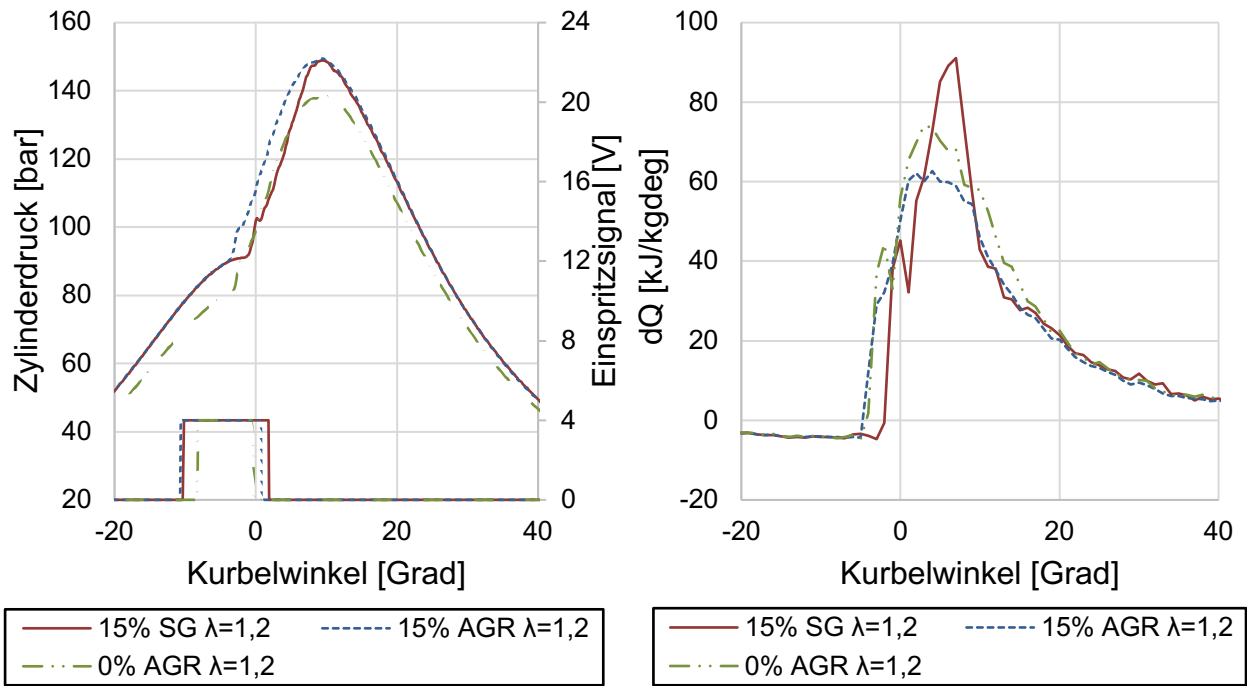


Bild 6.21: Zylinderdruckverläufe (links) und Heizverläufe (rechts) in ausgewählten Messpunkten. LP-1500/15; AI50%=10°KWnOT; 0 % AGR, 15 % AGR bzw. 6 kg/h SynGas

Heizverlauf

Die Kurven des Heizverlaufs sind in Bild 6.21 rechts, zu sehen. Die 15 % rückgeführtes Abgas bewirken ein etwas flacheres Plateau im Maximum der Verlaufskurven sowie eine kompaktere Verbrennung im Vergleich zu 0 %. Die Dual-Fuel Messung zeigt ein höheres und spitzeres Maximum, welches durch den kürzeren Maximaldruck bedingt ist und auf einen steileren Druckanstieg schließen lässt. Im Gegensatz zum unteren Lastpunkt ist der Heizverlauf der Dual-Fuel Messung nun kompakter als der Diesel-Only Betrieb. Bei den nun herrschenden höheren Druck- und Temperaturverhältnissen funktioniert die Zündung des Gasgemisches besser.

Integrierter Heizverlauf

Die integrierten Heizverläufe in [Bild 6.22](#) links bringen keine neuen Erkenntnisse. Das höhere Endniveau der 0 % AGR Messung spiegelt den Unterschied im Saugrohrdruck zu den anderen Messungen wider.

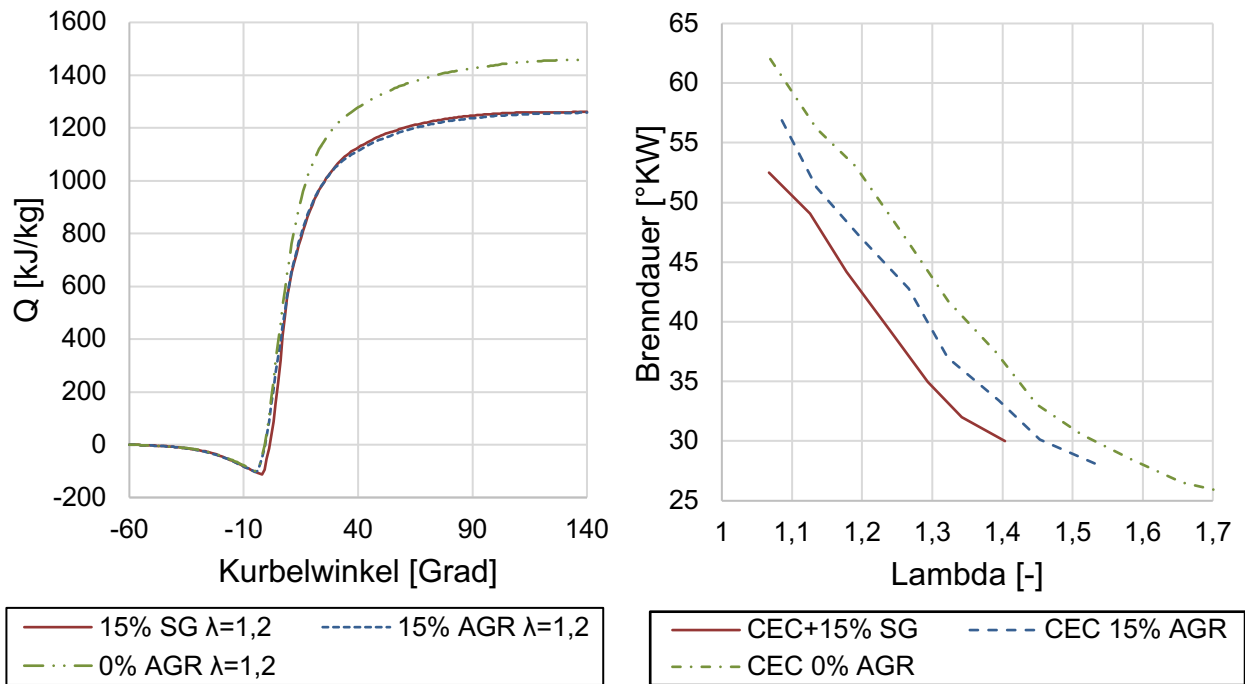


Bild 6.22: Integrierte Heizverläufe von ausgewählten Messpunkten (links; $AI50\%=10^{\circ}\text{KWnOT}$) und Brenndauer in Abhängigkeit vom Verbrennungsschwerpunkt (rechts). LP-1500/15; 0 % AGR, 15 % AGR bzw. 6 kg/h SynGas

Brenndauer

Allgemein ist festzuhalten, dass die Brenndauer mit steigendem Lambda sinkt, gut sichtbar in Bild 6.22 rechts. Sowohl normales, rückgeführtes Abgas, als auch Synthesegas verkürzen die Brenndauer, letzteres etwas mehr. Die längeren Zündverzugszeiten (siehe nachfolgend) verbessern die Homogenisierung und beschleunigen somit die Verbrennung. Die Gasverbrennung und der vorhandene Wasserstoff im Dual-Fuel Betrieb führen ebenfalls zu einer beschleunigten Verbrennung.

Ebenso verringert sie sich in geringem Ausmaß bei einer Verschiebung der Schwerpunkt Lage nach Spät, bei Betrachtung der Schwerpunktvariation (nicht gezeigt). Als Grund sei wieder die bessere Homogenisierung durch einen längeren Zündverzug bei kälterem Brennraum genannt, siehe auch Kapitel 6.1.2.

Zündverzug

Die Zündverzugszeiten zwischen den einzelnen Messungen unterscheiden sich nur geringfügig, das Minimum sind $10,5^{\circ}\text{KW}$ und das Maximum $11,4^{\circ}\text{KW}$. Die Steigerung der AGR-Rate von 0 % auf 15 % führt zu einer Verlängerung des Zündverzuges um durchschnittlich 1°KW . Die Zündverzugszeiten des Dual-Fuel Betriebes liegen zwischen den beiden Diesel-Only Varianten.

Temperaturverlauf

Die Brennraumtemperatur ist in [Bild 6.23](#) links dargestellt. Die Diesel-Only Messung ohne AGR zeigt dabei das höchste Temperaturniveau, welches durch die Zugabe von 15 %

AGR verringert wird. Beim Wechsel in den Dual-Fuel Betrieb mit 15 % SynGas gibt es keine Änderung der maximalen Temperatur.

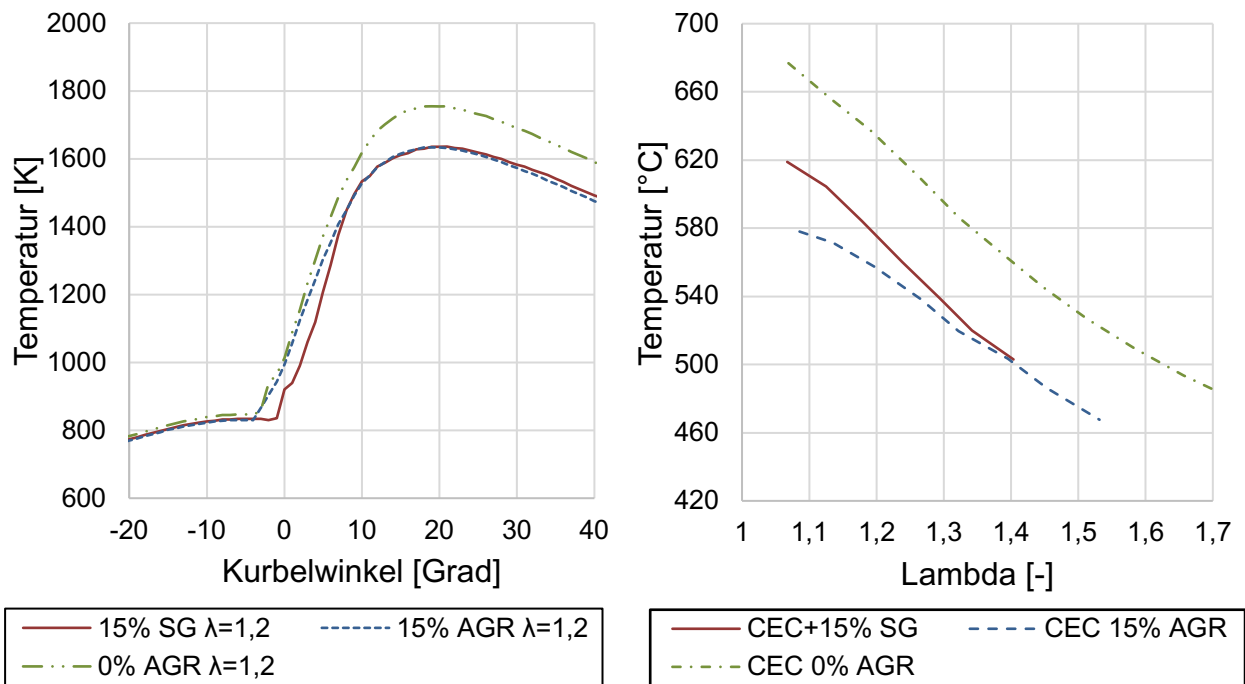


Bild 6.23: Temperaturverläufe von ausgewählten Messpunkten (links; $AI_{50\%}=10^{\circ}KWnOT$) und Abgastemperatur in Abhängigkeit vom Luftverhältnis (rechts; $AI_{50\%}=7.5^{\circ}KWnOT$). LP-1500/15; 0 % AGR, 15 % AGR bzw. 6 kg/h SynGas

Abgastemperatur

Wie zu erwarten war weisen die Messungen ohne jegliche Abgasrückführung die deutlich heißesten Temperaturen auf. Im Vergleich der beiden 15 % Messreihen, siehe auch Bild 6.23 rechts, treten im Dual-Fuel Betrieb die höheren Temperaturen auf, im Bereich von Lambda 1.1 beträgt die Differenz hier knapp $50^{\circ}C$. Diese Differenz minimiert sich immer mehr bei höheren Luftverhältnissen. Erwähnt sei noch, dass allgemein ein Temperaturabfall von geringem zu größerem Luftüberschuss durch die Steigerung der Luftmasse auftritt.

Stickoxide

Sowohl der Einsatz von AGR als auch der von SynGas bewirken eine Minimierung des Stickoxid-Ausstoßes gegenüber keiner Abgasrückführung, wobei die Variante mit AGR deutlich besser abschneidet, zu sehen in [Bild 6.24](#) links. Betrachtet man einen Verbrennungsschwerpunkt von $10^{\circ}KWnOT$ ergeben sich Verbesserungen gegenüber keiner AGR von ~50 % bzw. 30 % für AGR bzw. SynGas. Die stärkere Reduzierung der NO_x -Emissionen im Diesel-Only Betrieb entsteht durch den Kühlungseffekt, der durch das Einspritzen und Verdampfen des flüssigen Treibstoffes hervorgerufen wird. Auf Grund der Substitution des Diesels durch Synthesegas wird weniger eingespritzt und die Temperatursenkung verringert. Zusätzlich tritt im Dual-Fuel Betrieb eine schnellere

Energieumsetzung und ein steilerer Druckanstieg auf, der lokal höhere Spitzentemperaturen bedingt.

Zu sehen ist noch eine stetige Steigerung der Emissionen bei der Erhöhung der Luftverhältnisse. Dies entspricht dem bekannten Verhalten der Stickoxidentstehung bei Luftüberschuss.

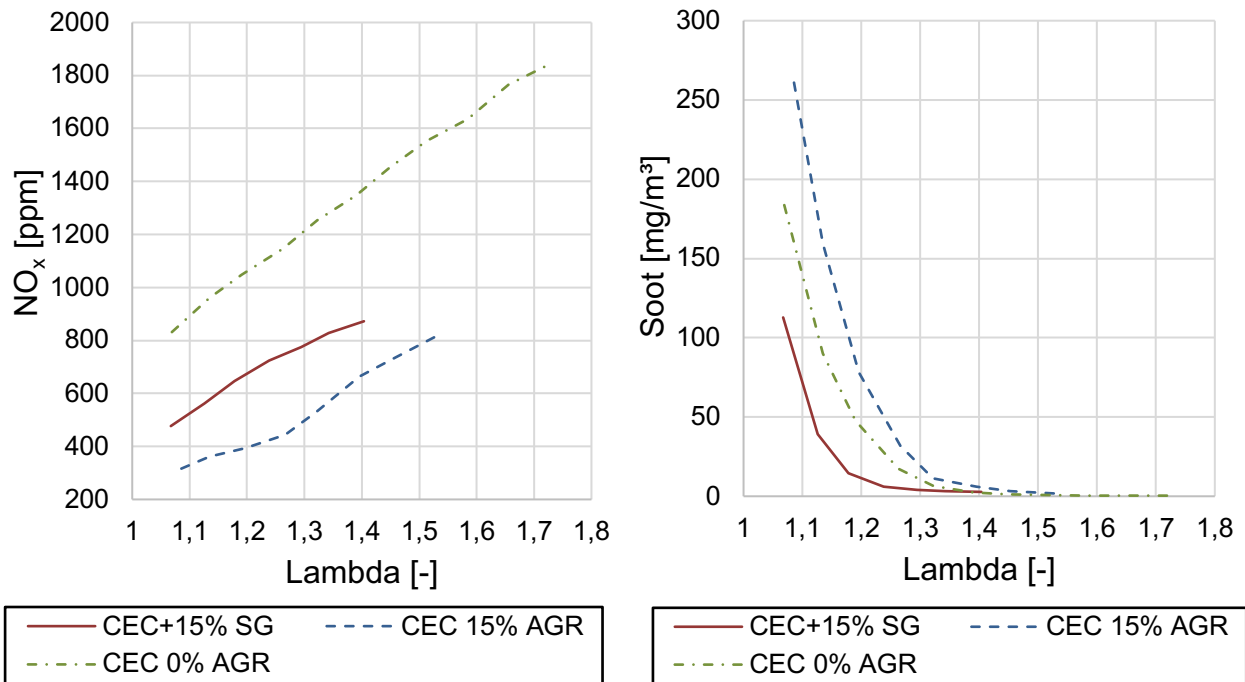


Bild 6.24: Stickoxid-Emissionen (links) und Ruß-Emissionen abhängig vom Luftverhältnis. LP-1500/15; AI50%=7.5°KWnOT; 0 % AGR, 15 % AGR bzw. 6 kg/h SynGas

Rußpartikel

Der Dual-Fuel Betrieb zeigt Vorteile in Bezug auf die Partikelmasse und Partikelanzahl (nicht gezeigt) gegenüber den beiden Diesel-Only Messreihen. In Bild 6.24 rechts ist die Partikelmasse über dem Luftverhältnis aufgetragen. Die geringeren Emissionen sind vor allem bei niederen Luftverhältnissen sichtbar. Spätestens bei Luftverhältnissen oberhalb 1.5 sind die Vorteile nur mehr marginal, die Werte sind dort aber allgemein auf einem sehr niedrigen Niveau. Die Messungen bei Luftverhältnissen unter 1.2 haben ihren minimalen Partikelaustritt bei früher Verbrennungslage und ein Maximum bei ca. 15°KWnOT betrachtet man die Variation über die Schwerpunktlage (nicht gezeigt).

Kohlenmonoxid

Bei geringem Luftverhältnis kommt es sowohl bei Diesel-Only mit AGR als auch im Dual-Fuel Betrieb zu einem sehr hohen Ausstoß (>5000 ppm) an Kohlenmonoxid durch die unvollständige Verbrennung. Im Fall von 0 % AGR ist dieser zwar auch stark erhöht, aber trotzdem weit unter den anderen gelegen. Mit steigendem Lambda-Wert verringern sich dann bei allen Messreihen die Werte rapide, siehe [Bild 6.25](#) links, sodass im Dieselbetrieb die Werte ab $\lambda=1.5$ konstant unter 100 ppm sind. Im Dual-Fuel Betrieb sind die

Emissionen stetig geringer, jedoch flacht die Kurve früher ab, sodass die Werte ab Lambda 1.25 relativ konstant bleiben und ab 1.3 über denen des Diesels liegen. Im unteren Bereich des Luftverhältnisses bringt die Gasverbrennung Vorteile, durch die Homogenisierung des gasförmigen Brennstoffes. Wird Lambda erhöht, kommt das im SynGas enthaltene Kohlenmonoxid zu tragen, da ein Teil unverbrannt ausgestoßen wird.

Die Variation der Schwerpunktlage (nicht gezeigt) zeigt einen Abfall von früh nach spät, dies aber stärker für Messungen mit niedrigerem Luftverhältnis. Es zeigt sich somit eine verstärkte Sensitivität auf die Verschiebung des AI50% bei geringen Lambda-Werten für alle Messreihen.

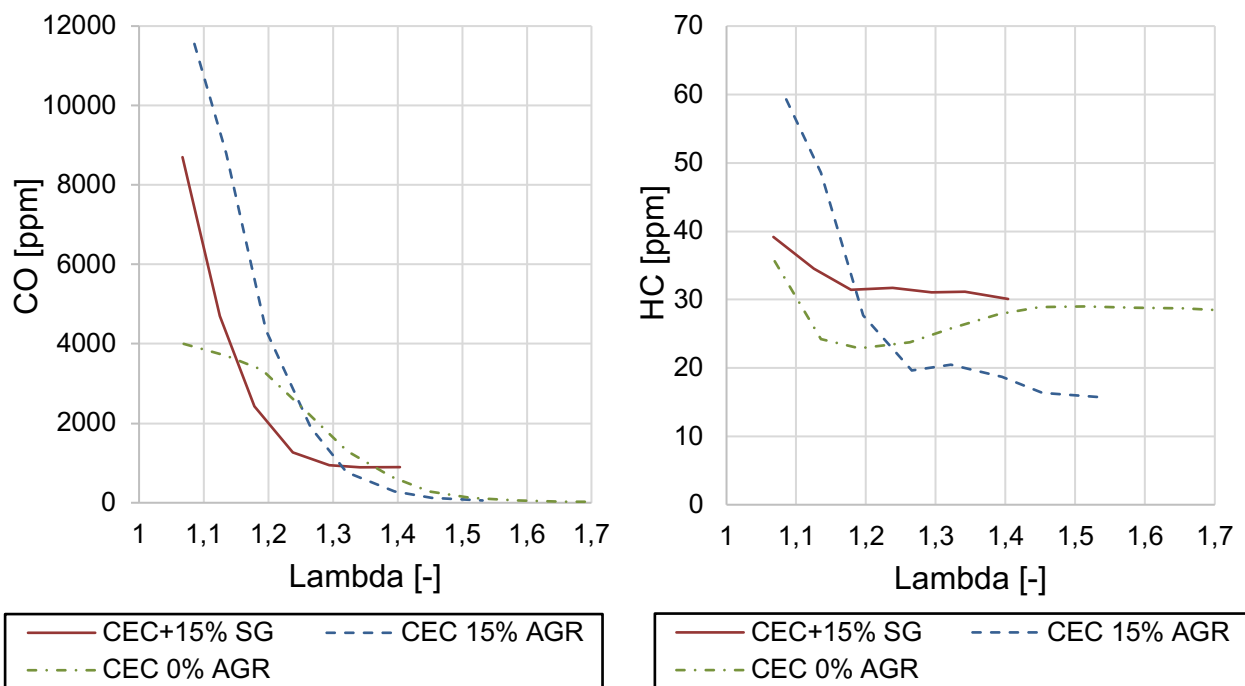


Bild 6.25: Kohlenmonoxid-Emissionen (links) und Kohlenwasserstoff-Emissionen (rechts) abhängig vom Luftverhältnis. LP-1500/15; AI50%=7.5°KWnOT; 0 % AGR, 15 % AGR bzw. 6 kg/h SynGas

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe

Bei diesem hohen Lastpunkt befinden sich die Kohlenwasserstoff-Emissionen grundsätzlich auf einem niedrigen Niveau zwischen 30 und 60 ppm. Bei geringem Luftverhältnis sind die Werte immer leicht erhöht, zu sehen in Bild 6.25 rechts, ansonsten lassen sich aber keine klaren Tendenzen erkennen. Die Unterschiede sind zu gering, um sie eindeutig den unterschiedlichen Kraftstoffen zuzuordnen.

Indizierter Wirkungsgrad

Zur besseren Darstellung des Wirkungsgrades sieht man in [Bild 6.26](#) den Wirkungsgrad einmal über den Verbrennungsschwerpunkt und einmal über das Luftverhältnis aufgetragen. Es sei nochmals erwähnt, dass diese Messreihen unabhängig voneinander aufgenommen wurden und es somit zu kleineren Abweichungen kommen kann.

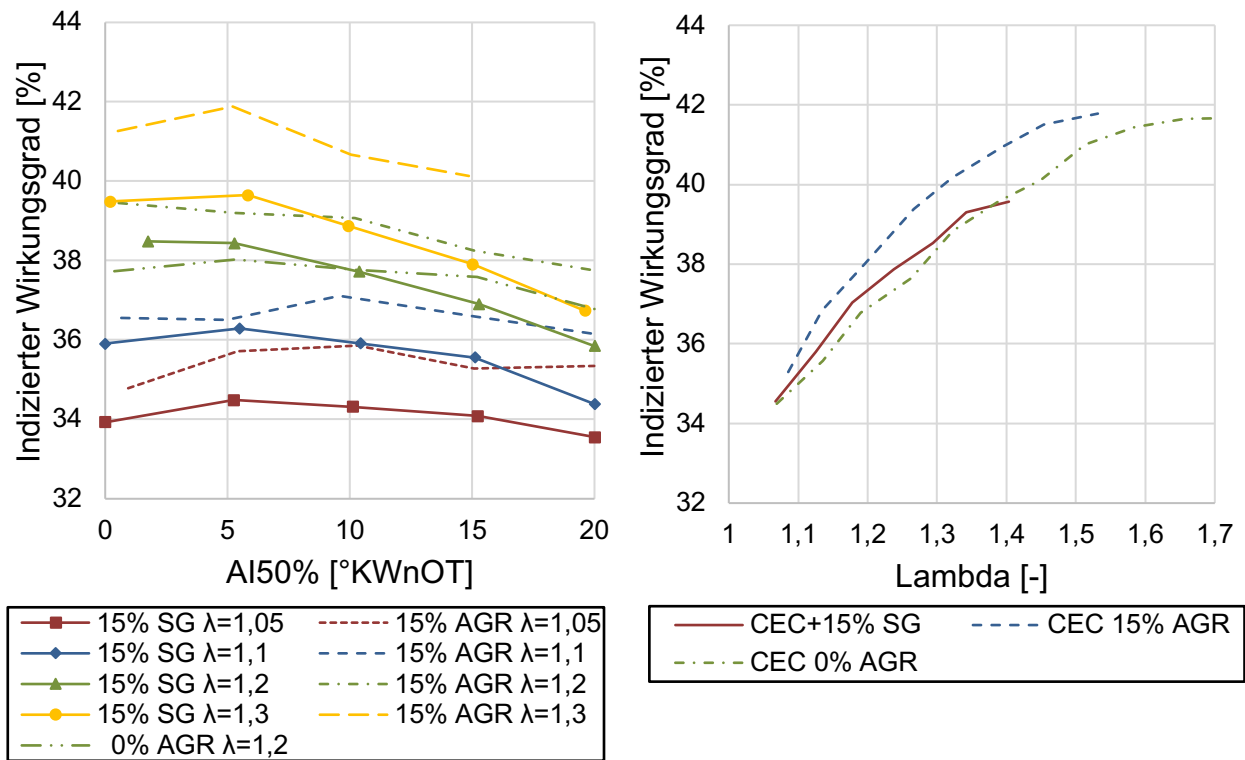


Bild 6.26: Indizierter Wirkungsgrad abhängig vom Verbrennungsschwerpunkt (links) und abhängig vom Luftverhältnis (rechts; AI50%=7.5°KWnOT). LP-1500/15; 0 % AGR, 15 % AGR bzw. 6 kg/h SynGas

Sowohl 15 % AGR als auch Dual-Fuel Betrieb steigern den Wirkungsgrad gegenüber der 0 % AGR Messung, dies ist bei Synthesegas jedoch auch abhängig vom Verbrennungsschwerpunkt. Vergleicht man die drei Messungen mit einem Luftverhältnis von 1.2 in Bild 6.26 links sieht man, dass durch den Einsatz von AGR, eine Wirkungsgradsteigerung um etwas mehr als einen Prozentpunkt eintritt, während es durch das Synthesegas abhängig vom Verbrennungsschwerpunkt zu einer maximalen Steigerung um 0.5 Prozentpunkte oder einer Verringerung von einem Prozent kommen kann. Eine allfällige Aufwertung ist hier noch nicht beachtet. Die Wirkungsgradsteigerung durch AGR aufgrund der besseren Wärmekapazität der Ladung wurde bereits in Kapitel 6.1.3 besprochen. Dieser Zusammenhang trifft auch auf den Dual-Fuel Betrieb zu. Letzterer zeigte im Heizverlauf auch einen thermodynamisch vorteilhafteren Verlauf, der Wirkungsgradnachteil gegenüber der 15 % AGR Variante hat somit einen anderen Ursprung. Vermutet wird neben dem unverbrannten Kohlenmonoxid auch ein Schlupf des enthaltenen Wasserstoffes, eine Wasserstoffmessung ist bei diesen Messreihen jedoch nicht erfolgt.

Bei steigendem Luftverhältnis verringert sich der Vorteil des SynGases gegenüber der „Kein-AGR“-Variante zusehends, sodass die Wirkungsgrade bei Lambda 1.4 sich angleichen. Über dieses Luftverhältnis hinaus waren, wie oben schon erwähnt, im SynGas-Betrieb keine Messungen mehr möglich.

Der Dual-Fuel-Betrieb zeigt immer einen geringeren WKG als der reine Diesel-Betrieb mit 15 % AGR und das Maximum des WKG tritt bei fast allen Messungen im Bereich um $\text{AI}50\% = 5^\circ\text{KWnOT}$ auf. Betrachtet man nun diesen Bereich des maximalen WKG so zeigen sich Unterschiede von durchschnittlich einem Prozent zwischen den zu vergleichenden Messungen mit selben Luftverhältnissen. Einzig die beiden Messungen bei $\lambda=1.3$ zeigen eine größere Diskrepanz von 2.2 %-Punkten beim Vergleich ihrer maximalen Wirkungsgrade.

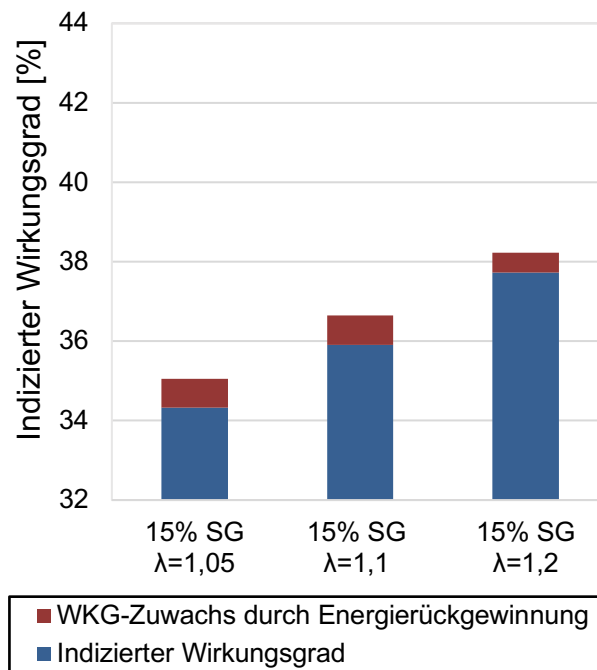


Bild 6.27: Steigerung des Wirkungsgrades auf Grund der Energierückgewinnung. LP-1500/15; $\text{AI}50\% = 10^\circ\text{KWnOT}$; 6 kg/h SynGas

Zur Aufwertung werden die Messungen bei $\lambda=1.05$, $\lambda=1.1$ und $\lambda=1.2$, jeweils bei einem Verbrennungsschwerpunkt von 10°KWnOT , herangezogen. Das Maximum des Wirkungsgrades befindet sich zwar bei allen drei Messungen bei 5°KWnOT , diese Unterschiede sind jedoch gering, dafür sind die Stickoxid-Emissionswerte weitaus besser. Die Steigerung des WKG ist grafisch in [Bild 6.27](#) dargestellt und es wird sofort ersichtlich, dass die Energierückgewinnung mit steigendem Lambda-Wert sinkt. Für $\lambda=1.05$, $\lambda=1.1$ und $\lambda=1.2$ ergibt sich ein jeweiliger Zuwachs um 0.74, 0.73 und 0.5%-Punkte, womit alle drei mindestens 0.5 %-Punkte unterhalb der jeweiligen 15 % AGR Messung liegen.

6.2.2 Steigerung der Synthesegasmenge von 15 % auf 25 %

Da es aufgrund von zu instabiler Verbrennung nicht möglich war eine Messreihe mit 25 % AGR anzufertigen, wird im Folgenden rein auf eine Steigerung der Synthesegasmenge eingegangen. Hierzu stehen Variationen des Verbrennungsschwerpunktes in 5°-Schritten von 0°KWnOT bis 20°KWnOT zur Verfügung. Die Mengen an SynGas betragen 6 kg/h für „15 %“ und 10 kg/h für „25 %“. Dies entspricht einem volumetrischen Anteil am Ansaugluftstrom von 13–16 % bzw. 22–25 % und einem energetischen Anteil von 22.5–27.5 % bzw. 40–44.5 %, abhängig vom Luftverhältnis und der Verbrennungslage. Die Messungen erfolgten bei Luftverhältnissen in der Nähe von 1.05, 1.1, 1.2 und 1.3, jedoch konnte ein Lambda von 1.3 mit 25% SynGas nicht eingestellt werden. Es wurde wieder eine Druckdifferenz zwischen Saugrohr und Abgaskrümmen von 500 mbar eingehalten und alle Messungen weisen einen Variationskoeffizienten unterhalb von 2 % auf.

Zylinderdruck

Zur besseren Vergleichbarkeit mit dem vorherigen Kapitel werden auch in [Bild 6.28](#) links nur die Zylinderdruckverläufe mit einem Luftverhältnis von 1.2 dargestellt. Der Verlauf selbst zeigt keinen erkennbaren Unterschied, die Druckdifferenz ergibt sich durch den erhöhten Saugrohrdruck. Die Verläufe und deren Vergleich bei anderen Luftverhältnissen zeigen selbiges Verhalten.

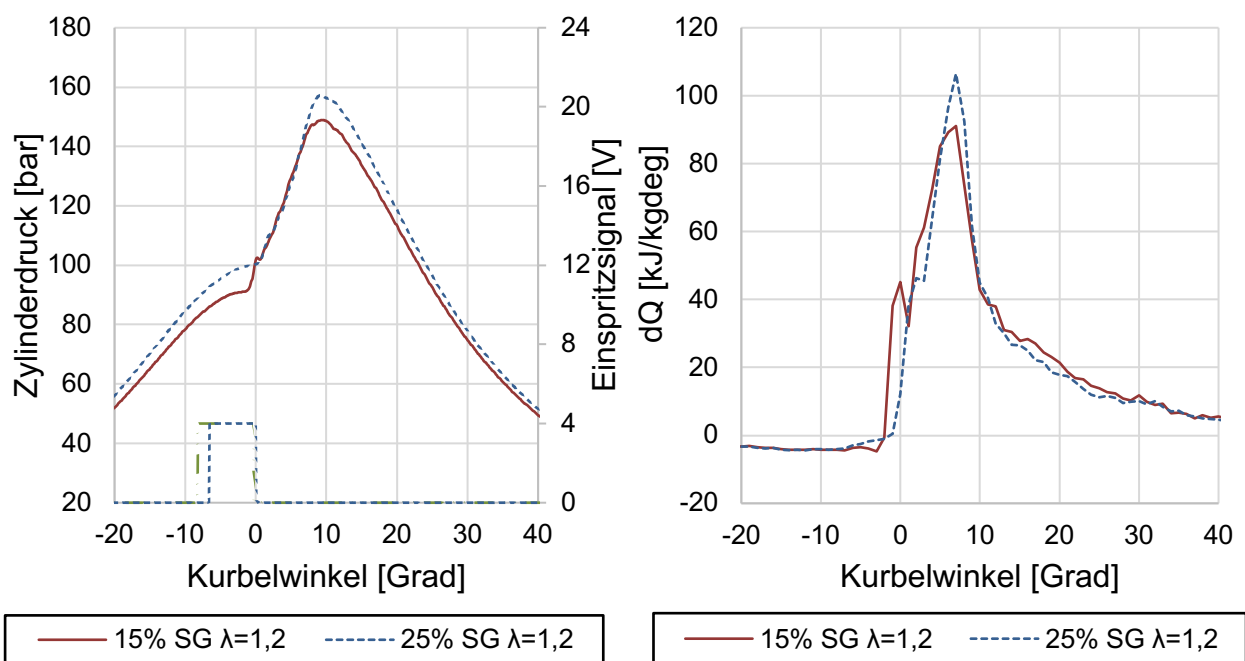


Bild 6.28: Zylinderdruckverläufe (links) und Heizverläufe (rechts) in ausgewählten Messpunkten. LP-1500/15; AI50%=10°KWnOT; 6 kg/h bzw. 10 kg/h SynGas

Heizverlauf

Durch die Ähnlichkeit des Zylinderdruckverlaufs ergeben sich auch in der Darstellung des Heizverlaufs in Bild 6.28 rechts keine großen Abweichungen. Der Verlauf der 25 % SynGas Messung ist minimal kompakter mit einem höheren Maximum.

Integrierter Heizverlauf

Die integrierten Heizverläufe sind annähernd ident und bringen keine neuen Erkenntnisse, auf eine Darstellung wird daher verzichtet.

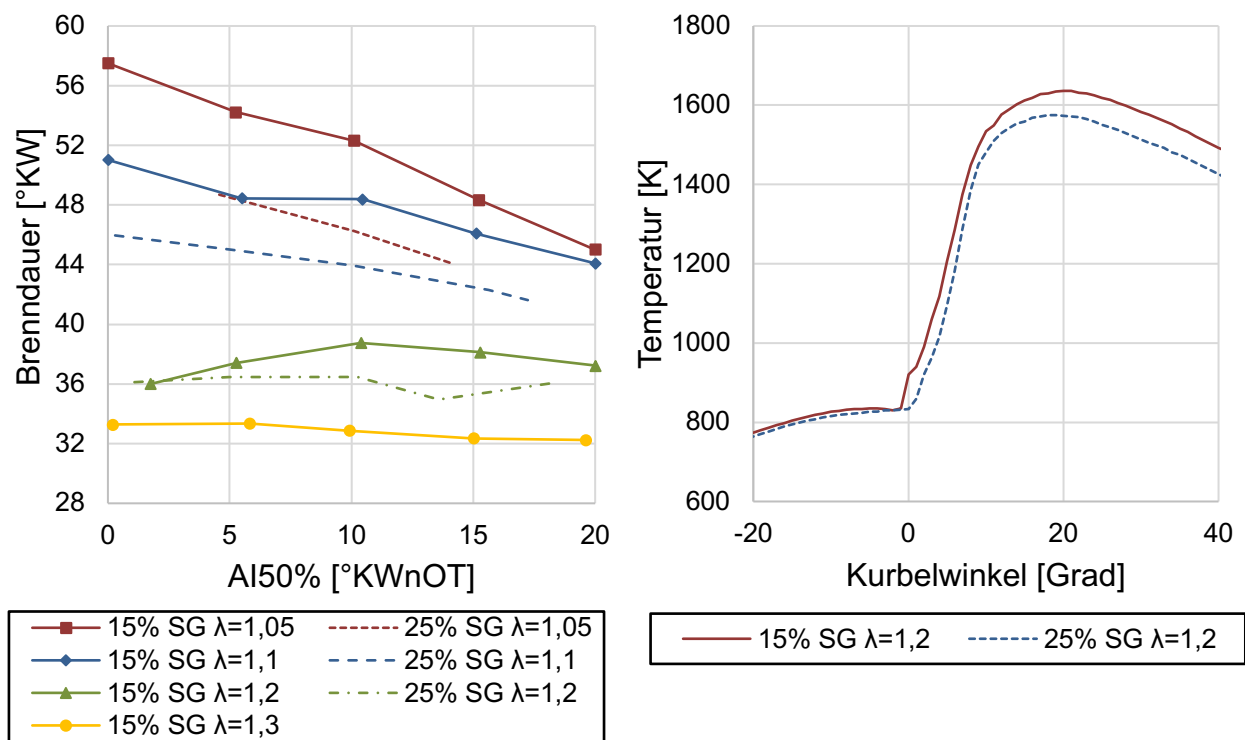


Bild 6.29: Brenndauer abhängig vom Verbrennungsschwerpunkt (links) und Temperaturverläufe (rechts; AI50%=10°KWnOT). LP-1500/15; 6 kg/h bzw. 10 kg/h SynGas

Brenndauer

In [Bild 6.29](#) links ist die Brenndauer über den Verbrennungsschwerpunkt aufgetragen. Der 25 %ige SynGas-Anteil bewirkt eine weitere Reduzierung der Brenndauer, bezogen auf die Beobachtungen des vorhergehenden Abschnittes. Die kürzere Brenndauer lässt sich über den kompakteren Verbrennungsablauf erklären.

Temperaturverlauf

Die Brennraumtemperatur in [Bild 6.29](#) rechts zeigt ein niedrigeres Temperaturniveau durch die Steigerung der Synthesegasmenge, den somit erhöhten Inertgasanteil und die gesteigerte Wärmekapazität. Der Maximalwert verringert sich dadurch um 60 K.

Abgastemperatur

Die Änderung im Temperaturverlauf zeigt sich auch in der Abgastemperatur. Die Steigerung der Synthesegasmenge führt zu einem geringeren Temperaturniveau um ca. 40°C bei allen Luftverhältnissen.

Stickoxide

Der Vergleich der Stickoxidemissionen ist in [Bild 6.30](#) links sichtbar gemacht. Der gesteigerte Synthesegasanteil bewirkt eine Reduktion von Stickoxiden um bis zu 30 % und befindet sich somit auf einem ähnlichen Niveau wie mit 15% AGR aus dem

vorhergehenden Abschnitt. Hier sei wieder auf die gesteigerte Wärmekapazität durch eine größere Gesamtladung verwiesen.

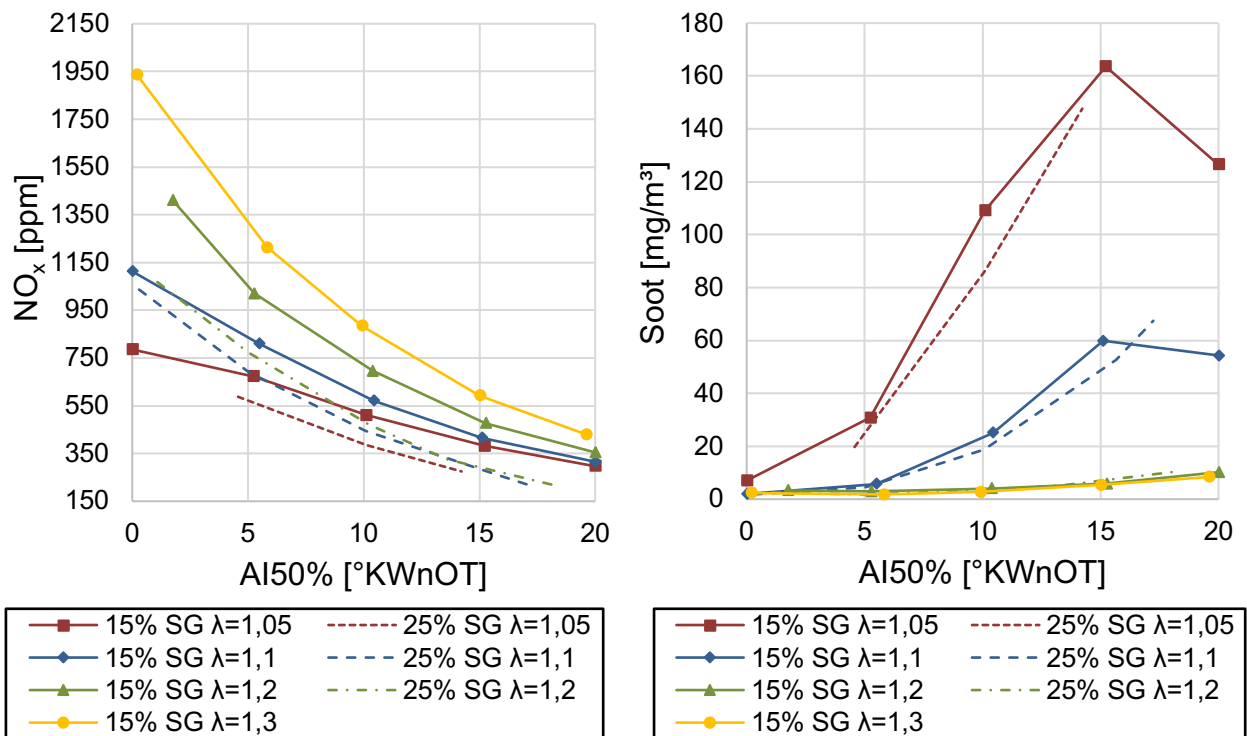


Bild 6.30: Stickoxidemissionen (links) und Partikelmasse (rechts) in Abhängigkeit vom Verbrennungsschwerpunkt. LP-1500/15; 6 kg/h bzw. 10 kg/h SynGas

Rußpartikel

Bei der Steigerung auf 25% SynGas gibt es mehrere beobachtbare Effekte. Ist genug Sauerstoff vorhanden, wie bei $\lambda=1.2$ und höher, sind die Partikelemissionen sehr gering und die Steigerung bringt keinen Vorteil. Unterhalb dieses Luftverhältnisses gibt es eine leichte Verbesserung bei der Partikelmasse, siehe Bild 6.30 rechts und teilweise auch bei der Partikelanzahl. Teilweise deshalb, denn wenn das Luftverhältnis zu gering wird, wie bei den $\lambda=1.05$ -Messungen in [Bild 6.31](#) links, ergibt sich plötzlich eine höhere Partikelanzahl der 25 % Messung gegenüber der 15 % Messung.

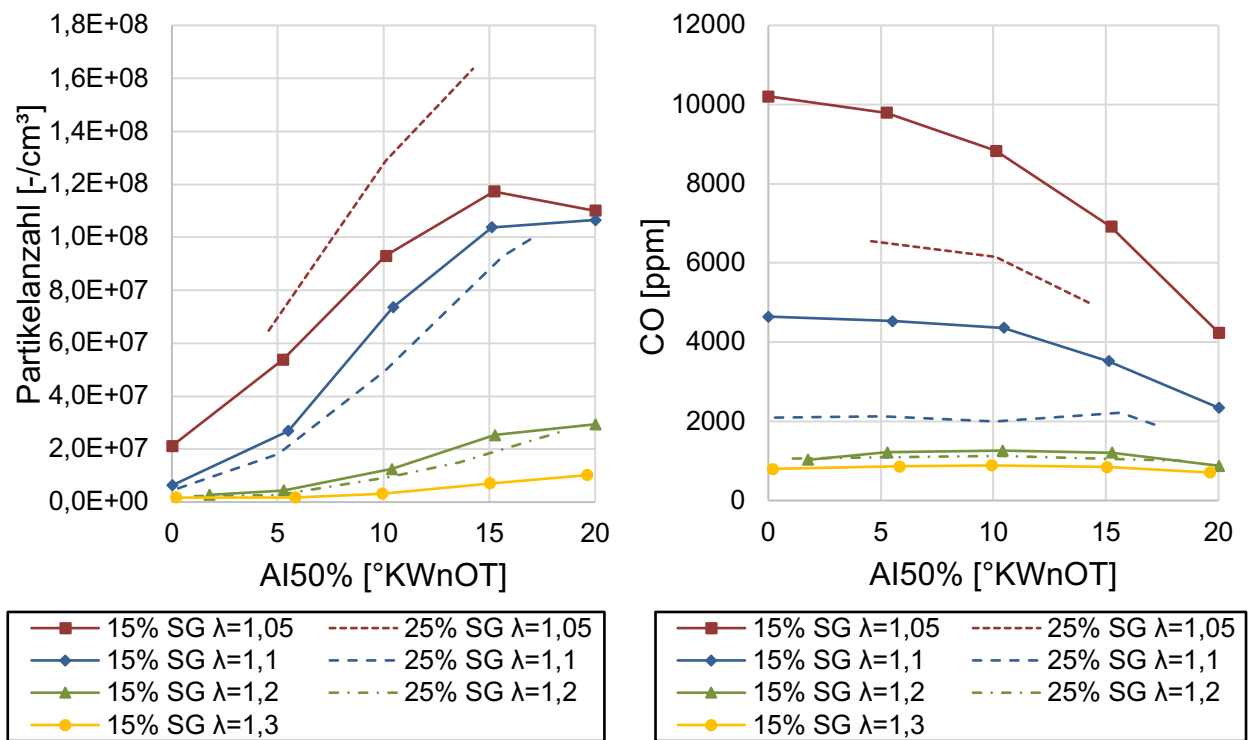


Bild 6.31: Partikelanzahl (links) und Kohlenmonoxid-Emission (rechts) in Abhängigkeit vom Verbrennungsschwerpunkt. LP-1500/15; 6 kg/h bzw. 10 kg/h SynGas

Kohlenmonoxid

Durch die Steigerung der SynGas-Menge stellen sich geringere CO-Emissionen bei den Messungen mit niedrigen Luftverhältnissen ein. Die homogene Gasverbrennung bringt hier deutliche Vorteile. Je größer der Lambda-Wert wird, umso geringer wird jedoch diese Differenz, siehe Bild 6.31 rechts. Die Werte befinden sich dort aber allgemein auf einem niedrigeren Niveau.

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe

Die Erhöhung des SynGas-Anteils steigert die Werte an unverbranntem Kohlenwasserstoff in geringem Ausmaß (5–15 ppm). Ansonsten gibt es keine Änderungen im Vergleich zu der 15-Prozent Messung.

Indizierter Wirkungsgrad

In [Bild 6.32](#) links ist zu sehen, dass die Erhöhung des SynGas-Anteiles zu einer Steigerung des Wirkungsgrades bei den Messungen mit niedrigen Luftverhältnissen ($\lambda=1.05 - 1.1$) führt. Vor allem die geringeren Emissionen an Kohlenmonoxid sind hier ausschlaggebend. Bei einem Luftverhältnis von 1.2 liegen die Wirkungsgrade wieder gleich auf.

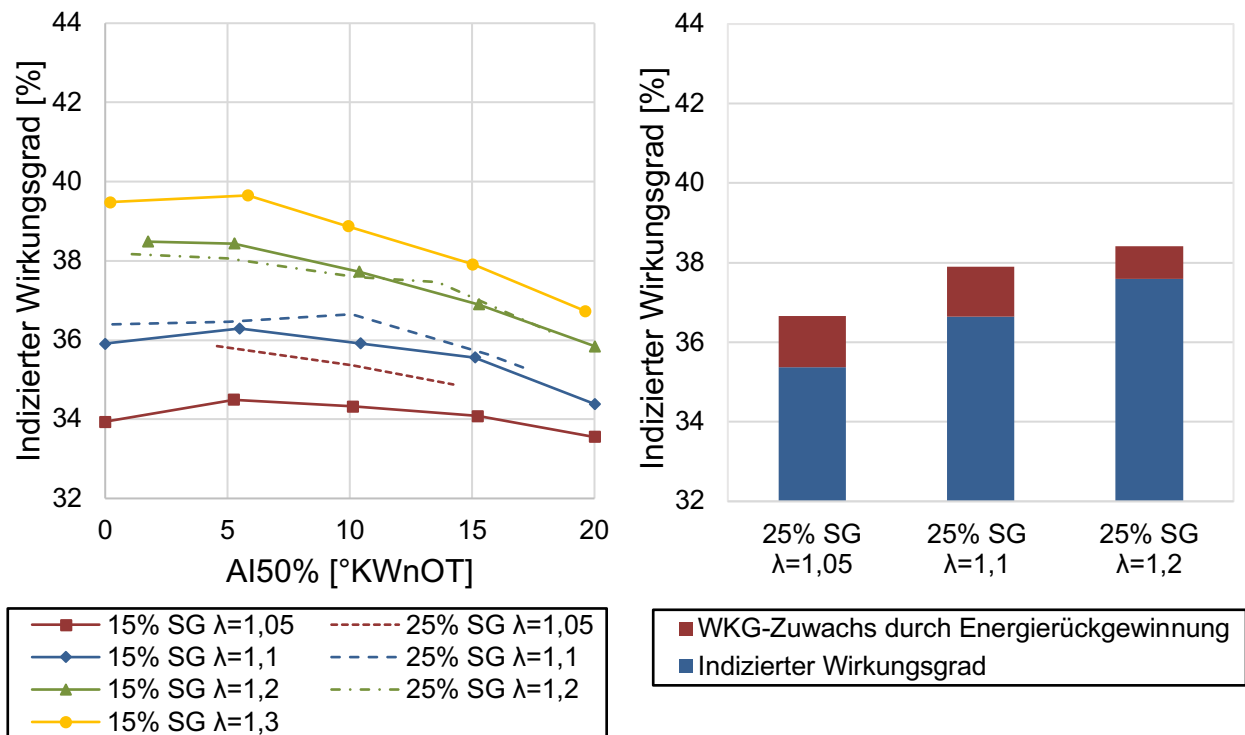


Bild 6.32: Indizierter Wirkungsgrad abhängig vom Verbrennungsschwerpunkt (links) und Steigerung des Wirkungsgrades auf Grund der Energierückgewinnung durch thermochemische Rekuperation in ausgewählten Messpunkten (rechts; AI50%=10°KWnOT). LP-1500/15; 6 kg/h bzw. 10 kg/h SynGas

Zur Aufwertung werden zur besseren Vergleichbarkeit mit den Ergebnissen aus dem vorherigen Abschnitt die äquivalenten 25 %-Messungen, sprich mit einem Luftverhältnis von $\lambda=1.05$, $\lambda=1.1$ und $\lambda=1.2$ und bei 10°KWnOT, herangezogen. In Bild 6.32 rechts ist der WKG-Zuwachs wiederum grafisch sichtbar gemacht. Es ergibt sich ein jeweiliger Zuwachs um 1.28, 1.24 und 0.82 %-Punkte, somit resultiert für alle drei eine höhere Energierückgewinnung als mit 15 % SynGas.

In Tabelle 6.1 sind die Wirkungsgrade der Messungen mit 15 % AGR (Diesel-Only), 15 % SynGas (Dual Fuel) und 25 % SynGas (Dual Fuel) eingetragen. Hier zeigt sich, dass die Dual Fuel Messung mit 25 % SynGas bei niedrigen Luftverhältnissen einen Wirkungsgradvorteil gegenüber der Diesel-Only Messung aufweisen kann.

Tabelle 6.1: Wirkungsgradvergleich der für die Aufwertung ausgesuchten Messpunkte im LP-1500/15.

Messreihe	Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Luftverhältnis		
	$\lambda=1.05$	$\lambda=1.1$	$\lambda=1.2$
15 % AGR	35.86	37.11	39.07
15 % SynGas	35.05	36.65	38.23
25 % SynGas	36.65	37.89	38.42

6.3 Überblick der Erkenntnisse

Hier soll nochmals eine Zusammenfassung über die Erkenntnisse aus den vorherigen Abschnitten bezüglich des Einsatzes von Synthesegas gegeben werden. Die augenscheinlichsten Änderungen und ihre Hintergründe werden nochmals aufgegriffen und gegeben Falls detaillierter ausgeführt.

Stickoxide

Sowohl normale Abgasrückführung als auch Synthesegas vermindern die Entstehung von Stickoxiden. Bei einer Steigerung der AGR-Rate bzw. der SynGas-Menge kommt es jedoch zu einem deutlichen Vorteil von ersterem. Untersuchungen der Ladungsmassen und der spezifischen Wärmekapazitäten zeigen, dass die absolute Wärmekapazität im Dual-Fuel Betrieb größer ist. Einerseits durch eine erhöhte Ladungsmasse und zusätzlich durch eine höhere Wärmekapazität des Synthesegases. Die höheren NO_x -Emissionen sind auf diesem Wege nicht zu erklären.

Im unteren Lastpunkt lassen sich die höheren Emissionswerte auf ein unterschiedliches Brennverhalten zurückführen. Die Heizverläufe des Dual-Fuel Betrieb zeigen sich zwar weniger kompakt, jedoch gibt es kaum Nachbrand und die Zündverzugszeiten sind länger. Die Gesamtenergieumsetzung erfolgt somit dennoch in einem kürzeren Zeitbereich, wodurch lokal höhere Spitzentemperaturen auftreten. Die beobachtete Verringerung der NO_x -Emissionen bei steigendem Luftverhältnis in den Messreihen mit maximaler SynGas Menge (Kapitel 6.1.3 / 6.1.4) ist durch den Messablauf selbst bedingt. Die Vorgabe der maximalen Synthesegasmenge führt zu größeren Anteilen bei höherem Luftverhältnis und somit auch zu mehr Inertgas Anteil.

Im oberen Lastpunkt ist der ausschlaggebende Faktor die Einspritzung des Diesels. Der flüssige Treibstoff kühlt und senkt dadurch die Brennraumtemperatur. Wird weniger eingespritzt, wie dies bei der Substitution durch SynGas geschieht, verringert sich die Temperatur weniger stark und die Entstehung von thermischem NO wird begünstigt. Zusätzlich funktioniert bei den höheren Temperatur- und Druckbedingungen im oberen Lastpunkt die Umsetzung des SynGas schneller, es ergeben sich steilere Druckanstiege und eine kürzere Brenndauer. Die dadurch bedingten höheren Temperaturen tragen ebenfalls zu verstärkter NO_x -Bildung bei.

Partikel

Die Versuche mit normaler AGR zeigen das bekannte Verhalten, bei dem sich mit steigender AGR-Rate erhöhte Partikel-Emissionen einstellen, siehe dazu z.B. [47], [48]. Für beide Betriebsarten zeigt sich, dass der Sauerstoffanteil maßgeblich Einfluss hat, denn ist dieser zu gering kommt es zu unvollständiger Verbrennung und somit starker Partikelbildung. Beim Einsatz von Synthesegas tritt diese Rußgrenze erst bei einem niedrigeren Luftverhältnis auf. Hierfür dürften die erweiterten Zündgrenzen,

hervorgerufen durch die im SynGas vorhandenen Gase Wasserstoff und Kohlenmonoxid, verantwortlich sein.

Die Einbringung von Synthesegas zeigt schon bei geringen Mengen eine Verbesserung der Partikelemissionen und eine Steigerung der Menge führt zu einer Tendenz in Richtung kaum vorhandener Partikelmasse. Für diesen Effekt dürften mehrere Faktoren verantwortlich sein. Als erstes sei die geringere Menge an flüssigem Treibstoff genannt, die brennbaren Anteile im SynGas, Wasserstoff und Kohlenmonoxid, verbrennen rußarm.

Des Weiteren kommt es im unteren Lastpunkt durch den verlängerten Zündverzug zu einer besseren Homogenisierung des Treibstoffgemisches, dies reduziert die Partikelbildung ebenfalls [30].

Erwähnt sei auch nochmals, dass die Messungen des Rest-Sauerstoffes im Abgas immer leicht höhere Werte für den Dual-Fuel-Betrieb zeigen, das kann zu Vorteilen bei der Nachoxidation führen. Ebenso enthält das rückgeführte Abgas schon Partikelmasse, wohingegen das eingeblasene SynGas durch die Mischung aus reinen Gasen frei von PM ist. In wie fern dieser Umstand Einfluss auf die Messergebnisse hat kann nicht verifiziert werden, bei hohen Zumischraten ist dieser Faktor aber nicht zu vernachlässigen.

Kohlenmonoxid

CO-Emissionen entstehen vorrangig bei einem Mangel an Sauerstoff, weshalb der Trend klar in Richtung höhere Werte bei niedrigem Lambda zeigt, und zwar für beide Betriebsarten. Wie im Kapitel 3.2 aufgezeigt, ergeben sich erhöhte Kohlenmonoxid-Werte bei reformierter Abgasrückführung auch durch das bereits enthaltene CO. Die hohe Zündtemperatur kann dazu führen, dass Teile des Kohlenmonoxids dann unverbrannt ausgestoßen werden. Dies erklärt die konstanteren Werte in den Messreihen gegenüber dem Diesel-Only Betrieb, genauso wie die höheren Werte bei einer Steigerung des SynGas-Anteiles im unteren Lastpunkt, siehe dazu Bild 6.13 und Bild 6.19.

Ist jedoch der Sauerstoffanteil sehr gering, wie bei den unteren Luftverhältnissen der Fall, ergeben sich anscheinend Vorteile durch den gasförmigen Treibstoff und die homogenere Ladung, weshalb hier der Anstieg bzw. auch die Absolut-Werte geringer ausfallen, als im Diesel-Only Betrieb.

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe

Im Synthesegasbetrieb ergeben sich zumeist geringere Werte als bei Diesel-Only, ausschlaggebend ist hierfür vor allem die geringere Menge an eingespritztem Diesel und die somit fehlenden HC-Ketten.

In zwei Mechanismen unterscheiden sich Dual-Fuel- und Diesel-Only-Betrieb nicht. Erstens verschlechtern sich mit späterem Verbrennungsschwerpunkt die Werte für alle Messungen. Hier wird die Menge an flüssigem Treibstoff vergrößert, da für gleiche Leistung bei späterer Lage mehr Kraftstoff benötigt wird. Zusätzlich verlängert sich der Zündverzug durch kältere Temperaturen, sodass mehr flüssiger Kraftstoff die Brennraumwand benetzt. Für die anschließende Verbrennung muss dieser erst abgedampft werden und verbrennt danach nur unvollständig. Durch eine geringere Menge an flüssigem Kraftstoff ist dieses Verhalten im Dual-Fuel Betrieb jedoch weniger stark ausgeprägt.

Zweitens erhöhen sich die Werte auch bei geringerem Lambda, hervorgerufen durch die schlechtere Verbrennung aufgrund des Sauerstoffmangels. Reiner Dieselbetrieb macht hierbei jedoch häufig ein noch schlechteres Bild, als Ursache werden die erweiterten Zündgrenzen, durch das Vorhandensein von Wasserstoff, angesehen.

Brenndauer

Der Dual-Fuel-Betrieb weist eine kürzere Brenndauer als die zu vergleichenden Dieselmessungen auf, jedoch führt eine größere Menge an SynGas nicht unbedingt auch direkt zu einer schnelleren Verbrennung. Während im unteren Lastbereich eine Verlängerung der Brenndauer zu sehen ist, kommt es im oberen Lastpunkt zu einer weiteren Verkürzung bei gesteigerter Menge.

Hier kommt es vermutlich zu zwei gegenläufigen Effekten. Einerseits ist die Gasverbrennung grundsätzlich schneller, der Wasserstoff in der hier verwendeten Gasmischung kann die Verbrennung ebenfalls beschleunigen und das homogene Gemisch verhilft auch zu einer kürzeren Brenndauer. Andererseits ist der Brennraum nicht für eine Verwendung von Gas ausgelegt. Der Kolben hat eine für das konventionelle Dieselmotorenverfahren ausgelegte Omega-Mulde. Das Gasgemisch verteilt sich jedoch im ganzen Brennraum, wodurch aus der Mulde und Spalten „herausgebrannt“ werden muss.

Zündverzug

Während sich im oberen Lastpunkt nur geringe Unterschiede zwischen dem Betrieb mit und ohne SynGas zeigen und auch bei einer Steigerung keine Änderung wahrzunehmen ist, kommt es im unteren Lastpunkt zu einer Verlängerung des Zündverzuges bei einer Steigerung der Synthesegasmenge. Dieses Verhalten ist auch von normaler Abgasrückführung bei hohen Rückföhraten bekannt, wo „[...] die Verbrennung erst nach Vormischung großer Teile von Luft und Kraftstoff einsetzt“ [31].

Eine eindeutige Definition des längeren Zündverzugs im Dual-Fuel Betrieb gegenüber normaler AGR stellt sich schwierig dar. Durch die unterschiedlichen Saugrohrdrücke kommt es zu unterschiedlichem Druck und Temperatur in der Kompression. Letztere ist nach Arrhenius [33] stark für die Reaktionsgeschwindigkeit verantwortlich. In

vergleichbaren Messpunkten mit selben Saugrohrdrücken kommt es aber dennoch zu einem längeren Zündverzug für den Dual-Fuel Betrieb. Einerseits sei wieder auf die größere Wärmekapazität des SynGas verwiesen und zusätzlich auf die höheren Zündtemperaturen von H_2 und CO die hier Einfluss nehmen.

Wirkungsgrad

Für einen besseren Vergleich des Wirkungsgrades und der dazugehörigen Analyse im oberen Lastpunkt wurden einige Messungen wiederholt und zusätzlich die Konzentration von Wasserstoff im Abgas gemessen. Des Weiteren werden nun Messungen verglichen, bei denen derselbe Saugrohrdruck von 2250 mbar herrscht, der Differenzdruck von 500 mbar zum Abgaskrümmen bleibt bestehen. Dadurch ergeben sich unterschiedliche Lambda-Werte für die verschiedenen Messungen, dies soll den realen Betrieb besser widerspiegeln. Zur besseren Vergleichbarkeit wurden dieselben Verbrennungsschwerpunkte herangezogen. Die Eckdaten der für die Wirkungsgrad-Analyse verwendeten Messungen sind in Tabelle 6.2 einzusehen.

Tabelle 6.2: Betriebsbedingungen der für die Wirkungsgradanalyse verwendeten Messpunkte.

Bezeichnung	SynGas-Menge / AGR-Rate	Luftverhältnis (Brettschneider [49])	AI50%
CEC	15 %	1,34	10°KWnOT
CEC + 14 % SG	6 kg/h (14 % vol)	1,39	10°KWnOT
CEC + 23 % SG	10 kg/h (23 % vol)	1,28	10°KWnOT

Die Ergebnisse der Verlustanalyse sind in Bild 6.33 grafisch dargestellt, der indizierte Wirkungsgrad nach der Aufwertung wird in Klammer unterhalb des gemessenen angegeben.

In Kapitel 6.2.1 und 6.2.2 ist zu sehen, dass der Heizverlauf des Dual-Fuel Betriebes kompakter als der des Diesel-Only Betriebes ist, dies sollte theoretisch einen Wirkungsgradvorteil bringen. Der geringere Wirkungsgrad im SynGas-Betrieb wird jedoch durch den Ausstoß von unverbranntem Wasserstoff und Kohlenmonoxid verursacht. Grund hierfür sind die hohen Zündtemperaturen dieser Gase, die eine vollständige Verbrennung verhindern. Zudem wurde bereits weiter oben erwähnt, dass die Brennraumform nicht für ein Gasgemisch, sondern das konventionelle Dieselmotorenverfahren ausgelegt ist.

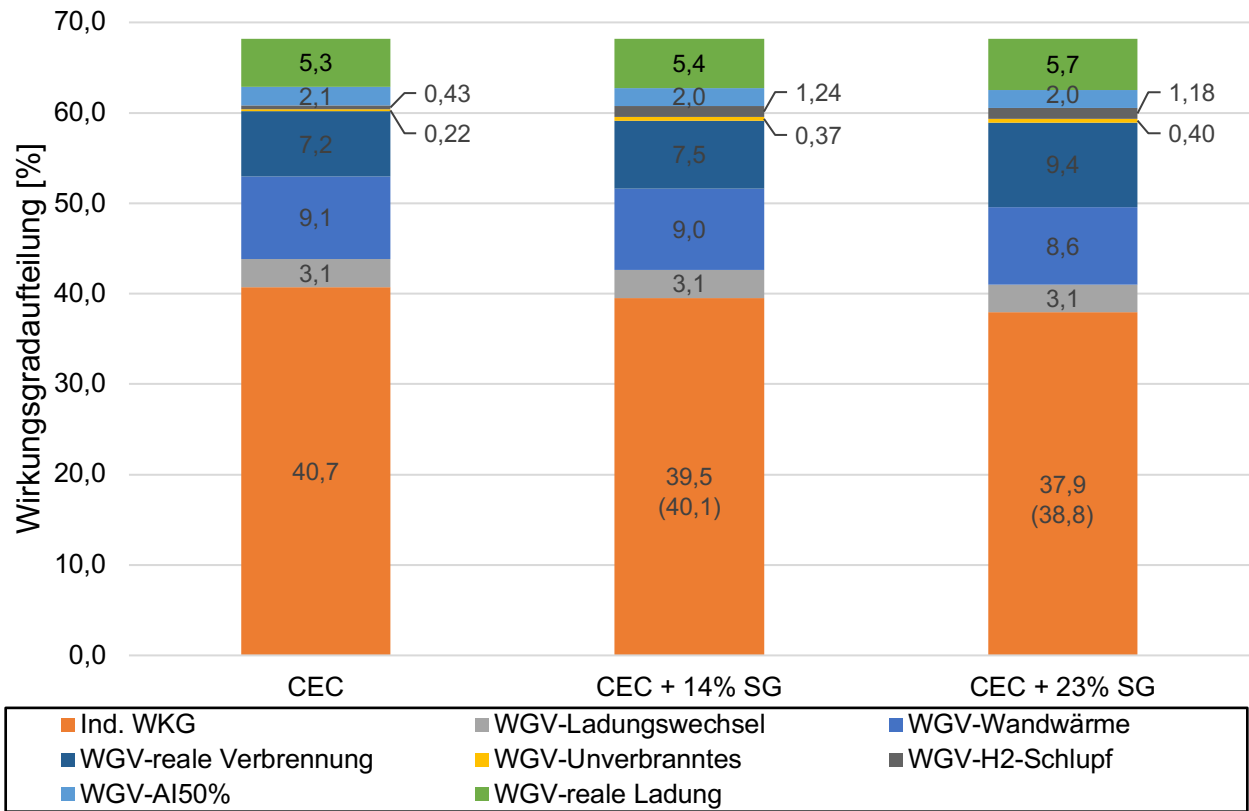


Bild 6.33: Aufteilung der einzelnen Wirkungsgradverluste. LP-1500/15; AI50%=10°KWnOT

7 Zusammenfassung und Aussicht

Alternativen zu Kraftstoffen auf Erdölbasis sind ein wichtiger Bestandteil für die zukünftige Mobilität. Um dabei das volle Potential von sauerstoffhaltigen Diesel-Ersatzkraftstoffen auszuschöpfen, wurde in dieser Arbeit die motorische Verbrennung dieser Kraftstoffe nach Reformierung untersucht. Es sollen mögliche Vorteile der Motoreffizienz durch thermochemische Rekuperation von Abgaswärme und bei der Emissionsreduktion aufgezeigt werden.

Ein Reihen-Vierzylinder Dieselmotor wurde auf Einzylinder Betrieb umgebaut und so erweitert, dass die Einbringung eines selbstgemischten Synthesegases möglich war. Somit konnte ein Betrieb des Motors dargestellt werden, bei dem ein Teil des Kraftstoffes, über das Verfahren der Abgasreformierung, zu einem gasförmigen Treibstoff umgewandelt wurde. Zur Untersuchung des Verhaltens im Dual-Fuel Betrieb wurden Messprogramme in zwei unterschiedlichen Lastpunkten durchgeführt.

Die Einbringung des Synthesegases führt zu einer Verminderung von Stickoxidemissionen, wie sie auch durch herkömmliche Abgasrückführung beobachtet werden kann. Jedoch zeigt sich im Vergleich mit konventioneller Abgasrückführung, dass diese die effizientere Variante ist. Dagegen zeigen sich im Dual-Fuel Betrieb Vorteile in Bezug auf Rußpartikelemissionen. Im unteren Lastpunkt (1500/5 p_{mi}) zeigen sich schon bei einer geringen Menge an eingebrachtem Synthesegas Verbesserungen. Hierbei muss jedoch bedacht werden, dass die untersuchten niedrigen Luftverhältnisse in diesem Lastpunkt nicht einem realitätsnahen Diesel-Betrieb entsprechen.

Im oberen Lastpunkt (1500/15 p_{mi}) konnte eine Verminderung von Partikelmasse bei gleichen Stickoxidemissionen wie im Diesel-Only Betrieb erzielt werden. Möglich war dies durch eine bessere Verträglichkeit von größeren Mengen Synthesegas. Bei einer Steigerung von rückgeführtem Abgas kommt es früher zu einer instabilen Verbrennung.

Ein Problem ist der hohe Ausstoß an unverbranntem Kohlenmonoxid und Wasserstoff, dieser Umstand ist auch maßgeblich an der Verschlechterung des Wirkungsgrades beteiligt. Hierfür dürfte es Verbesserungspotential in Bezug auf die Brennraumgestaltung geben, welche nicht für eine Umsetzung von Gas ausgelegt war. Ein weiteres Problem den Wirkungsgrad betreffend, ist die herbeigeführte Senkung des Luftverhältnisses um die gewünschten, hohen Temperaturen und den notwendigen niedrigen Sauerstoffgehalt im Abgas zu erhalten und die Abgasreformierung zu ermöglichen. Deshalb ist der Einsatz des Verfahrens der reformierten Abgasrückführung vor allem in Teillastbereichen nicht vorteilhaft.

Dass die Reformation im unteren Lastpunkt in der hier durchgeführten Arbeit nicht sinnvoll ist, muss aber nicht heißen, dass dies für andere Anwendungsgebiete ebenso

der Fall ist. Überall wo genug Wärme anfällt um einen Reformator ausreichend zu heizen, z.B. Heizkraftwerke, Stromerzeugung, etc. könnte sich die Anwendung lohnen, da sich durchaus Vorteile in der Verbrennung oder dem Emissionsausstoß ergeben.

Erwähnenswert ist noch, dass beim Einsatz von Synthesegas mehr Sauerstoff im Abgas erhalten bleibt. Dies könnte von Nutzen in der Abgasnachbehandlung, etwa der Nachoxidation von Rußpartikel, sein.

Im weiteren Verlauf dieses Projektes wird in Bezug auf das Thema Abgasreformierung noch eine weitere Gaszusammensetzung untersucht, deren Zusammensetzung darauf basiert, dass nun die Methanisierung und nicht die Wassergasreaktion der bevorzugte Reaktionsweg ist. Diese zwei Zusammensetzungen bilden somit die zwei Extremfälle der Gaszusammensetzung ab, die Realität wird sich zwischen diesen beiden befinden, da durch die veränderlichen Motorbetriebsbedingungen Schwankungen entstehen können. Ebenfalls sollen noch andere Ausgangskraftstoffe auf ihre Reformierbarkeit überprüft werden.

Zu überprüfen ist auch der Einsatz der Kraftstoffreformierung in einem Ottomotor. Durch das bereits niedrige Luftverhältnis von $\lambda=1$, den somit geringeren Sauerstoffgehalt und höheren Abgastemperaturen, sollte der Wirkungsgrad der Reformierung verbessert sein.

8 Literaturverzeichnis

- [1] S. Shafiee und E. Topal, „When will fossil fuel reserves be diminished?“, *Energy Policy*, vol. 37, pp. 181-189, 2009.
- [2] IARC, „IARC: Diesel Engine Exhaust Carcinogenic“, Lyon, 2012.
- [3] VCÖ, „Belastung durch Stickoxide ist in Österreich zu hoch“, Wien, 2014.
- [4] M. Zheng, G. T. Reader und J. G. Hawley, „Diesel engine exhaust gas recirculation - a review on advanced and novel concepts“, *Energy Conversion and Management*, vol. 45, pp. 883-900, 2004.
- [5] A. Megaritis, A. Tsolakis, M. L. Wyszynski und S. E. Golunski, „Fuel reforming for diesel engines“, in *Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development*, Woodhead Publishing Limited, ISBN: 978-1-84569-744-0, 2010, pp. 543-561.
- [6] S. Montel, „Brenngaserzeugung aus Dieselkraftstoff für den Einsatz in Brennstoffzellenantrieben“, Forschungszentrum Jülich, ISSN: 0944-2952, Jülich, 2003.
- [7] H. Eichlseder und M. Klell, *Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik*, Graz: Springer Vieweg, ISBN: 978-3-8348-2196-6, 2012.
- [8] C. S. Lau, „Biogas upgrade through exhaust gas reforming process for use in CI engines“, Dissertation, University of Birmingham, 2012.
- [9] A. S. Bika, „Synthesis gas use in internal combustion engines“, Dissertation, University of Minnesota, 2010.
- [10] S. Ahmed und M. Krumpelt, „Hydrogen from hydrocarbon fuels for fuel cells“, *International Journal of Hydrogen Energy* 26, pp. 291-301, 2001.
- [11] P. Leung, A. Tsolakis, J. Rodriguez-Fernandez und S. Golunski, „Raising the fuel heating value and recovering exhaust heat by on-board oxidative reforming of bioethanol“, *Energy & Environmental Science*, 3, pp. 780-788, 2010.
- [12] A. Abu-Jrai, J. Rodriguez-Fernandez, A. Tsolakis, A. Megaritis, K. Theinnoi, R. F. Cracknell und R. H. Clark, „Performance, Combustion and Emissions of a Diesel

- Engine Operated with Reformed EGR. Comparison of Diesel and GTL Fuelling.,“ *Fuel* 88, pp. 1031-1041, 2009.
- [13] O. B. Lindstrom, „Fuel Treatment for Combustion Engines“. USA Patent 3 918 412, 1975.
- [14] K. Sjöström, S. Eriksson und G. Landqvist, „Onboard Hydrogen Generation for Hydrogen Injection into Internal Combustion Engines,“ *SAE Technical Paper 810348*, 1981.
- [15] A. Tsolakis, A. Megaritis und M. L. Wyszynski, „Application of Exhaust Gas Fuel Reforming in Compression Ignition Engines Fueled by Diesel and Biodiesel Fuel Mixtures,“ *Energy & Fuels* 2003, 17, pp. 1464-1473, 2003.
- [16] F. Posada, C. Bedick, N. N. Clark, A. Kozlov, M. Linck, D. Boulanov und J. Pratapas, „Low Temperature Combustion with Thermo-Chemical Recuperation,“ *SAE 2007-01-4074*, 2007.
- [17] L. Tartakovsky, V. Baibikov, M. Gutman, A. Poran und M. Veinblat, „Thermo-Chemical Recuperation as an Efficient Way of Engine's Waste Heat Recovery,“ *Applied Mechanics and Materials Vol. 659*, pp. 256-261, 2014.
- [18] A. Tsolakis und A. Megaritis, „Catalytic exhaust gas fuel reforming for diesel engines - effects of water addition on hydrogen production and fuel conversion efficiency,“ *International Journal of Hydrogen Energie* 29, pp. 1409-1419, 2004.
- [19] A. Tsolakis, A. Megaritis und S. E. Golunski, „Reaction Profiles during Exhaust-Assisted Reforming of Diesel Engine Fuels,“ *Energy & Fuels* 19, pp. 744-752, 2005.
- [20] A. Tsolakis, A. Megaritis und M. L. Wyszynski, „Low temperature exhaust gas fuel reforming of diesel fuel,“ *Fuel* 83, pp. 1837-1845, 2004.
- [21] A. Tsolakis und S. E. Golunski, „Sensitivity of process efficiency to reaction routes in exhaust-gas reforming of diesel fuel,“ *Chemical Engineering Journal* 117, pp. 131-136, 2006.
- [22] A. Abu-Jrai, A. Tsolakis, K. Theinnoi, A. Megaritis und S. E. Golunski, „Diesel exhaust-gas reforming for H₂ addition to an aftertreatment unit,“ *Chemical Engineering Journal* 141, pp. 290-297, 2008.

- [23] S. R. Gomes, N. Bion, G. Blanchard, S. Rousseau, V. Belliere-Baca, V. Harle, D. Duprez und F. Epron, „Thermodynamic and experimental studies of catalytic reforming of exhaust gas recirculation in gasoline engines,“ *Applied Catalysis B: Environmental* 102, pp. 44-53, 2011.
- [24] J. P. Kopasz, R. Wilkenhoener, S. Ahmed, J. D. Carter und M. Krumpelt, „Fuel-Flexible Partial Oxidation Reforming of Hydrocarbons for Automotive Applications,“ in *218th American Chemical Society National Meeting*, New Orleans, 1999.
- [25] A. Tsolakis, A. Megaritis und D. Yap, „Application of exhaust gas fuel reforming in diesel and homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines fuelled with biofuels,“ *Energy* 33, pp. 462-470, 2008.
- [26] M. Zheng und U. Asad, „Preliminary Energy Efficiency Analyses of Diesel EGR Fuel reforming with Flow Reversal and Central Fuelling,“ *SAE Technical Paper 2007-01-4035*, 2007.
- [27] A. Tsolakis, A. Megaritis, D. Yap und A. Abu-Jrai, „Combustion Characteristics and Exhaust Gas Emissions of a Diesel Engine Supplied with Reformed EGR,“ *SAE Technical Paper 2005-01-2087*, 2005.
- [28] U. Asad und M. Zheng, „EGR Oxidation and Catalytic Fuel Reforming for Diesel Engines,“ *Proceedings of the ASME Internal Combustion Engine Division 2008 Spring Technical Conference*, April 2008.
- [29] A. Tsolakis und A. Megaritis, „Partially premixed charge compression ignition engine with on-board H₂ production by exhaust gas fuel reforming of diesel and biodiesel,“ *International Journal of Hydrogen Energy*, pp. 731-745, 2005.
- [30] R. Teichmann und G. P. Merker, *Grundlagen Verbrennungsmotoren*, Tettnang/Graz: Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-03194-4, 2014, pp. 157, 476, 491.
- [31] K. Reif (Hrsg.), *Dieselmotor-Management im Überblick*, Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, ISBN: 978-3-8348-1313-8, 2010.
- [32] B. B. Sahoo, N. Sahoo und U. K. Saha, „Effect of H₂:CO ratio in syngas on the performance of a dual fuel diesel engine operation,“ *Applied Thermal Engineering* 49, pp. 139-146, 2012.
- [33] B. Geringer, *Skriptum Kraftfahrzeug-Antriebe*, TU Wien, Auflage WS 2013.

- [34] K. H. Schmidt und I. Romey, Kohle - Erdöl - Erdgas: Chemie und Technik, Würzburg: Vogel Verlag, ISBN 3-8023-0684-8, 1981, pp. 175-176.
- [35] U. Azimov, E. Tomita, N. Kawahara und Y. Harada, „Effect of syngas composition on combustion and exhaust emission characteristics in a pilot-ignited dual-fuel engine operated in PREMIER combustion mode,“ *International Journal of Hydrogen Energy* 36, pp. 11985-11996, 2011.
- [36] K.-H. Grote und J. Feldhusen, Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau, Berlin: Springer-Verlag, ISBN 978-3-642-38890-3, 2014.
- [37] C.-J. Winter und J. Nitsch, Wasserstoff als Energieträger: Technik, Systeme, Wirtschaft, Berlin: Springer-Verlag, ISBN 3-540-50221-1, 1989.
- [38] F. Bartlmä, Gasdynamik der Verbrennung, Wien: Springer-Verlag, ISBN 3-211-81300-4, 1975.
- [39] F. Joos, Technische Verbrennung: Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen, Berlin: Springer-Verlag, ISBN-10 3-540-34333-4, 2006.
- [40] [Online]. Available: <http://chemistry.about.com/od/firecombustionchemistry/a/Flame-Temperatures.htm>. [Zugriff am 4 Oktober 2016].
- [41] [Online]. Available: http://www.uni-magdeburg.de/isut/TV/Download/Kapitel2_VerbrennungSS2003.pdf. [Zugriff am 4 Oktober 2016].
- [42] J. Natarajan, T. Lieuwen und J. Seitzman, „Laminar flame speeds of H₂/CO mixtures: Effect of CO₂ dilution, preheat temperature, and pressure,“ *Combustion and Flame* 151, pp. 104-119, 2007.
- [43] C. Dong, Z. Qulan, Z. Qinxin, Z. Yaqing, X. Tongmo und H. Shien, „Experimental study on the laminar flame speed of hydrogen/ carbon monoxide / air mixtures,“ *Fuel* 88, pp. 1858-1863, 2009.
- [44] S. A. Beck, „Beschreibung des Zündverzuges von dieselähnlichen Kraftstoffen im HCCI - Betrieb,“ *Dissertation*, 2012.

- [45] K. Mollenhauer und H. Tschöke, Handbuch Dieselmotoren, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2007.
- [46] A. Sommer, H. Puschmann, H. Pohland vom Schloß, K. Lucka und H. Köhne, „Potential der Kalte-Flammen-Technologie zur Darstellung der vorgemischten, homogenen Verbrennung in einem Dieselmotor,“ *MTZ Motortech Z 67*, pp. 282-289, 2006.
- [47] P. Mattes, W. Remmels und H. Sudmanns, „Untersuchungen zur Abgasrückführung am Hochleistungsdieselmotor,“ *MTZ Motortechnische Zeitschrift 60*, 1999.
- [48] R. A. Schubiger, „Untersuchungen zur Russbildung und -oxidation in der dieselmotorischen Verbrennung: Thermodynamische Kenngrößen, Verbrennungsanalyse und Merhfarbenendoskopie,“ Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 2001.
- [49] J. Brettschneider, „Berechnung des Luftverhältnisses λ von Luft-Kraftstoff-Gemischen und des Einflusses von Meßfehlern auf λ ,“ *Bosch techn. Berichte 6 (1979) 4*, DK 621.43.019.22.001.2, 1979.
- [50] J. Hoinkis und E. Lindner, Chemie für Ingenieure, Weinheim: WILEY-VCH Verlag, ISBN: 978-3-527-31798-1, 2007.