



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN
Vienna University of Technology

Diplomarbeit

Potenzial von Alkoholen und Ethern zur Effizienzsteigerung und Schadstoffreduktion beim Einsatz als Dieseleratzkraftstoff

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

Assoc. Prof. Dr. techn. Peter Hofmann

und

Dipl.-Ing. Aleksandar Damyanov

E315

Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Rudolf Krizan

0726873

Kirchenplatz 2

7051 Großhöflein



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN
Vienna University of Technology



Institut für Fahrzeugantriebe
& Automobiltechnik

**Institut für Fahrzeugantriebe
und Automobiltechnik**

Getreidemarkt 9
A-1060 Wien
<http://www.ifa.tuwien.ac.at>

**Univ.-Prof. Dr. Dipl.-Ing.
Bernhard GERINGER**

Institutsvorstand
Tel: +43-1/ 58801-31500
Fax: +43-1/ 58801-31599
bernhard.geringer@tuwien.ac.at

Wien, 01.03.2016

Diplomaufgabe

Herrn Rudolf Krizan, Matr. Nr.: 07 26 873 wird folgende Diplomaufgabe gestellt:

“Potenzial von Alkoholen und Ethern zur Effizienzsteigerung und Schadstoffreduktion beim Einsatz als Dieselersatzkraftstoffe“

Präambel zum Inhalt der Diplomarbeit:

Die Einhaltung der aktuellen strengen Abgasvorschriften verlangt besonders beim Dieselmotor aufwändige und kostenintensive Lösungen. Diese bestehen aus diversen innermotorischen Maßnahmen und einer aufwändigen Abgasnachbehandlung. Dabei stehen die angestrebten Ziele oft in Widerspruch zueinander, wie beispielsweise der Partikel-NO_x-Trade-Off oder der Effizienz-NO_x-Kompromiss. Im Hintergrund der Entwicklung der modernen Verbrennungskraftmaschine stehen ebenfalls die Knappheit fossiler Ressourcen und das Bestreben nach einer nachhaltigeren Energieversorgung.

Der Einsatz regenerativ herstellbarer Kraftstoffe bietet die Möglichkeit, die mit dem konventionellen Dieselmotor verbundenen Zielkonflikte zu entschärfen und gleichzeitig einen Beitrag zum CO₂-neutralen Energiekonzept zu leisten. Im Rahmen des geförderten Forschungsprojektes „Regenerative sauerstoffhaltige Diesel-Ersatzkraftstoffe als Chance für Effizienzsteigerung und Emissionsminimierung. OxyGen2“ wird eine Reihe von Kraftstoffen untersucht, die das Potenzial besitzen, als Dieselersatzkraftstoff (teilweise als Blend) eingesetzt zu werden. Die fokussierten Kraftstoffe sind allesamt sauerstoffhaltig und nachhaltig herstellbar. Der Sauerstoff in dem Treibstoff kann eine rußärmere Verbrennung fördern, wodurch zusätzliche Maßnahmen zur Stickoxidreduktion realisiert werden können.

Unter den Versuchskraftstoffen befinden sich zwei Vertreter der Alkohole – Ethanol und Methanol, sowie zwei Ether – Dimethylether und Oxymethylenether. Die Eignung dieser Substanzen zur Effizienzsteigerung und Schadstoffreduktion in Zusammenhang mit einem

angepassten Brennverfahren beim Einsatz im Dieselmotor ist zu beurteilen.

Im Einzelnen sind folgende Punkte zu bearbeiten:

- Literaturrecherche zur Beschreibung der Kraftstoffeigenschaften und ihrer Eignung zur Erfüllung der vorgesetzten Ziele
- Messungen am Motorprüfstand: Adaption des Brennverfahrens und Durchführung unterschiedlicher Parametervariationen zur Quantifizierung der Effekte der Sonderkraftstoffe
- Auswertung, Interpretation und Zusammenfassung der Messergebnisse. Vergleich der Kraftstoffe untereinander und mit Dieselreferenzkraftstoff

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

Dauer: März 2016 – September 2016

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:



Rudolf Krizan

Eidesstattliche Erklärung

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

Potenzial von Alkoholen und Ethern zur Effizienzsteigerung und Schadstoffreduktion beim Einsatz als Dieseleratzkraftstoff

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 15. Jan. 2017



Rudolf Krizan

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 Instituts für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik nicht gestattet.

Vorwort

Mein Dank gilt Institutsvorstand Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Bernhard Geringer für die Möglichkeit zur Durchführung dieser Arbeit am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik an der TU Wien. Ebenfalls bedanken möchte ich mich bei Assoc. Prof. Dr. techn. Peter Hofmann für die Beurteilung meiner Arbeit.

Dipl.-Ing. Aleksandar Damyanov danke ich für die Betreuung meiner Diplomarbeit und für die Möglichkeit an seinem Forschungsprojekt mitzuarbeiten. Viele interessante Diskussionen und die Miteinbeziehung in seine Arbeit trugen zum Gelingen dieser Arbeit bei.

Für das Korrekturlesen darf ich mich bei Dipl.-Ing Christian Junger und Mag. Stefan Konrath bedanken.

Ganz besonders möchte ich mich bei meiner Partnerin Lydia, meinem Sohn Moritz und meinen Eltern bedanken. Durch ihre Unterstützung und Ermutigung während des Studiums wurden die Grundvoraussetzungen dieser Arbeit geschaffen.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	I
Kurzfassung	IV
Abstract	V
Abkürzungsverzeichnis	VI
1 Einleitung	1
2 Gesetzliche Rahmenbedingungen	2
2.1 EU-Gesetzgebung	2
2.2 Beimischung	3
3 Energieträger	4
3.1 Synthetische Kraftstoffe	4
3.2 Oxygenate	5
3.3 Alkohole	6
3.3.1 Methanol	7
3.3.2 Ethanol	8
3.4 Ether	10
3.4.1 Dimethylether	10
3.4.2 Oligomere Oxymethyldimethylether - OME	12
3.5 Verbrennungs- und Emissionsverhalten von Oxygenaten	13
4 Gemischaufbereitung	21
4.1 Einbringung der Kraftstoffe	21
5 Prüfstandsaufbau, Versuchsträger und Versuchsdurchführung	24
5.1 Versuchsmotor	24
5.2 Motorprüfstand	25
5.3 Messtechnik	26
5.4 Versuchsdurchführung und Betriebspunktdefinition	28
5.4.1 Kraftstoffzusammensetzung	29

6	Versuchsergebnisse Methanol	30
6.1	Methanol Saugrohreinspritzung	30
7	Versuchsergebnisse Ethanol	39
7.1	Ethanol Saugrohreinspritzung	39
7.2	Ethanol Direkteinspritzung	43
7.3	Vergleich Saugrohr- und Direkteinspritzung von Ethanol	46
8	Versuchsergebnisse DME	47
8.1	DME Saugrohreinblasung	47
9	Versuchsergebnisse OME1	54
9.1	OME1 Direkteinspritzung	54
10	Potenzial der Kraftstoffe	61
10.1	Wirkungsgrad	61
10.2	Partikel und Stickoxide	63
10.3	Unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid	64
10.4	Bewertungsmatrix	66
11	Zusammenfassung	68
	Literatur	70

Kurzfassung

Die anwachsende Ressourcenknappheit, vor allem jene der fossilen Energieträger, ist die treibende Kraft vieler wissenschaftlicher Forschungsbereiche. Besonders die Fahrzeugtechnik steht mehr denn je im Mittelpunkt im Bezug auf deren Nachhaltigkeit. Die Effizienzsteigerung der Fahrzeuge, die mit einer Verminderung des Kohlenstoffdioxid-Ausstoßes einhergeht, bildet ein Kernthema. Zusätzlich und vor allem bei der dieselmotorischen Verbrennung anzutreffen, bilden Stickoxide und äußerst feine Partikel im Abgas weitere ernstzunehmende Komponenten, welche es zu minimieren gilt, da diese für den menschlichen Körper gesundheitsschädigend wirken.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit nachhaltig herstellbaren Treibstoffen, die zum einen aus biologischen Rohstoffen produziert werden und somit eine nahezu geschlossene CO₂-Bilanz aufweisen und zum anderen einen positiven Effekt auf die dieselmotorische Verbrennung haben. Im Rahmen des Projekts OxyGen2 der FFG wurden unterschiedlichste sauerstoffhaltige Kraftstoffe auf deren Tauglichkeit als Dieseleratzkraftstoff untersucht, wobei die Messungen von vier dieser Treibstoffe die Grundlage dieser Arbeit bilden. Die analysierten Energieträger aus der Gruppe der Ether und Alkohole verfügen über unterschiedliche Stoffeigenschaften, die ausgenutzt werden, um die Schadstoffentstehung in der Verbrennung zu verringern.

Prüfstandsuntersuchungen auf einem modifizierten Dieselmotor im Einzylinderbetrieb in zwei unterschiedlichen Lastpunkten bildeten die Basis der Messungen. Das Hauptaugenmerk bei der Bewertung eines Energieträgers lag auf dessen Potenzial hinsichtlich Effizienz, Stickoxid- bzw. Rußbildungsneigung, Güte der Verbrennung, Geräusch der Verbrennung sowie dem technischen Aufwand der erbracht werden muss, um den Treibstoff im Dieselmotor sinnvoll zu verwenden. Dabei zeigten sich bei den Alkoholen Ethanol und Methanol gänzlich unterschiedliche Vor- und Nachteile im Verhältnis zu den verwendeten Ethern DME und OME1.

Abstract

The growing resource shortage, especially of fossil fuels, is the driving force of many scientific research areas. Especially the vehicle technology stands more than ever in the center of discussion because of their sustainability. The increase in efficiency of the vehicles involved in a reduction in carbon dioxide emissions, forms a core issue. In addition, and especially in diesel engine combustion nitrogen oxides and extremely fine particles in the exhaust gas form serious components, which must be minimized as these are harmful to health.

The present work deals with sustainably producible fuels, which are manufactured from biological raw materials and thus have a nearly closed carbon footprint and on the other hand a positive effect on diesel engine combustion. Within the scope of the project Oxy-Gen2 of the FFG, various oxygen-containing fuels were tested for their suitability as diesel substitute fuel. The measurements of four of these fuels form the basis of this work. The investigated energy carriers from the group of ethers and alcohols have different characteristics which are utilized to reduce the formation of pollutants in of the combustion.

The measurements are based on test bench tests on a modified diesel engine operating on one cylinder in two different load points. The main note in the evaluation of an energy carrier was based on its potential in terms of efficiency, nitrogen oxide - respectively soot formation tendency, quality of combustion, noise of combustion as well as the technical effort which must be provided to make the fuel usable in the diesel engine. Ethanol and methanol from the group of alcohols had different advantages and disadvantages in relation to the ethers DME and OME1.

Abkürzungsverzeichnis

AGR	Abgasrückführung
AI50	Verbrennungsschwerpunkt
BP-A, BP-B	Betriebspunkt A bzw. B
C	Kohlenstoff
CARB	California Air Resources Board
CEC	Prüfdiesel
CO	Kohlenmonoxid
CO₂	Kohlendioxid
CZ	Cetanzahl
DI	Direkteinspritzung
DME	Dimethylether
EA	Energieanteil
EG	Europäische Gemeinschaft
EPA	Environmental Protection Agency
EtOH	Ethanol
FAME	Fatty Acid Methyl Ester (Fettsäuremethylester)
FTIR	Fourier-Transform-Infrarotspektrometer
H	Wasserstoff
HC	Unverbrannte Kohlenwasserstoffe
HV	Heizverlauf
KWnZOT	Kurbelwinkel nach Zünd Oberer Totpunkt

MeOH	Methanol
NFZ	Nutzfahrzeug
NO	Stickstoffmonoxid
NO_x	Stickoxide
O	Sauerstoff
OBD	On-Board-Diagnose
OME	Oligomere Oxymethyldimethylether
PM	Partikelmasse
PN	Partikelanzahl
PTFE	Polytetrafluorethylen
R	Organischer Rest
SR	Saugrohreinspritzung
THC	Gesamtheit der unverbrannten Kohlenwasserstoffe
WHSC	World Harmonized Stationary Cycle
WHTC	World Harmonized Transient Cycle

1 Einleitung

Die Senkung der CO₂-Emissionen und im Besonderen die Senkung der Stickoxidemissionen bei der dieselmotorischen Verbrennung bildet die Grundlage vieler Arbeitsbereiche in der heutigen automobilen Antriebsforschung. Einen wesentlichen Anteil spielen, nicht zuletzt wegen gesetzlicher Rahmenbedingungen, biogene Alternativkraftstoffe. Das Hauptaugenmerk der zu untersuchenden Treibstoffe liegt auf einer möglichst geschlossenen CO₂-Bilanz und auf biologischen Kraftstoffen zweiter Generation, deren Herstellung nicht mit jener von Lebensmitteln konkurriert. Die Palette möglicher Treibstoffe ist groß, wobei im Zuge dieser Arbeit im Dieselmotor brennbare, auf biologischen Grundsubstanzen basierende und gleichzeitig sauerstoffhaltige Energieträger untersucht werden sollen.

Oxygenate werden genau jene Treibstoffe genannt, die im Gegensatz zu herkömmlichen Kraftstoff, bereits Sauerstoff in ihrem Molekül enthalten. Dieser Sauerstoff soll im Zuge der motorischen Verbrennung helfen, diese vollständiger ablaufen zu lassen und dabei Schadstoffemissionen zu verringern. Aufgrund der geringen Partikelbildung der Oxygenate wird der Partikel-Stickoxid-Zielkonflikt abgeschwächt, was eine Erhöhung der Abgasrückführrate ermöglicht, um so beide dieseltypischen Schadstoffe zu reduzieren.

Diese Arbeit beschäftigt sich mit vier unterschiedlichen synthetischen Oxygenaten und deren Einfluss auf die dieselmotorische Verbrennung. Zunächst werden die Treibstoffe in definierten Variationen am Motorprüfstand in zwei Lastpunkten getestet. Dabei werden die Abgasrückführaten, die Luftzahl, die Lage des Verbrennungsschwerpunktes und der etwaige Anteil an Alternativkraftstoff im Diesel variiert. Sowohl Mischungen von Diesel und Oxygenat als auch reine Oxygenateinspritzung werden untersucht. Abhängig von den Stoffeigenschaften des Alternativtreibstoffes wird entschieden, ob ein Kraftstoff in das Saugrohr oder direkt eingespritzt wird.

Die gewählten Kraftstoffe sollen abschließend hinsichtlich möglicher Beimischung bzw. kompletter Substitution von Diesel bewertet werden. Dabei soll auf den technologischen Mehraufwand im Fahrzeug wie zum Beispiel die Speicherung, die Materialverträglichkeit oder den Bedarf an Zusatzsystemen eingegangen werden.

2 Gesetzliche Rahmenbedingungen

Ein ständig wachsendes Verkehrsaufkommen veranlasst den Gesetzgeber zu einer laufenden Anpassung der zulässigen Abgasemissionen eines Fahrzeugs. Bei Dieselfahrzeugen zielen Abgaslimits vor allem darauf ab, Stickoxid- und Partikelemissionen zu vermindern, nicht zuletzt hinsichtlich derer krebserregende Wirkung auf den menschlichen Körper [1]. Infolge der Zeichen des Klimawandels wird versucht, mit genannten Abgasgesetzgebungen diesen Phänomenen entgegenzuwirken, jedoch stellt es sich als äußerst schwierig heraus, global einheitliche Gesetzgebungen einzuführen und in der vorherrschenden Fahrzeugindustrie durchzusetzen. Die Euro-Norm aus Europa, die CARB- und EPA-Norm aus den USA und jene aus Japan gelten aktuell als die bedeutendsten.

2.1 EU-Gesetzgebung

Um den Aufwand für die Abgasnachbehandlung gering zu halten und um gleichzeitig eine Randbedingung für den Vergleich der Kraftstoffergebnisse zu definieren, wurde in Anlehnung an Euro V für NFZ eine Obergrenze für die NO_x-Rohemissionen von 2 g/kWh gesetzt. Euro V ist seit Oktober 2008 einzuhalten und wurde 2013 von der Abgasnorm Euro VI abgelöst. Aus [Tabelle 2.1](#) können die Grenzwerte der Abgasnorm entnommen werden [2].

Als die kritischsten Faktoren können die Stickoxid- sowie die Partikelemissionen angesehen werden. Diese gilt es innermotorisch möglichst effizient zu verringern, um nachfolgende Abgasanlagenkomponenten möglichst zu minimieren.

Tabelle 2.1: Euro-V-Emissionsgrenzwerte von selbstzündenden Motoren in NFZ >3,5t

CO	NO _x	HC	PM
(mg/kWh)	(mg/kWh)	(mg/kWh)	(mg/kWh)
1500	2000	460	20

Die Emissionslimits werden bei schweren NFZ in mg/kWh angegeben, um lediglich die Antriebseinheit zu bewerten. So werden sämtliche Fahrzeugeinflüsse ausgeklammert und es können unabhängig vom Einsatzbereich Aussagen über das Antriebsaggregat

gemacht werden.

2.2 Beimischung

Ein wesentlicher Teil bei der Erreichung zukünftiger Abgaslimits liegt in der Wahl des Kraftstoffes mit dessen Eigenschaften. Heutige Dieseldieselkraftstoffe bestehen aus einem Gemisch unterschiedlich langer Kohlenwasserstoffe (C_{10} - C_{22}), zusammengesetzt aus Kerosin, Mitteldestillaten und Fettsäuremethylestern. Darüber hinaus werden dem Treibstoff Additive zugesetzt, um eine optimale Lagerung und Verwendung im Kraftfahrzeug sicherzustellen. Der gesetzlich vorgegebene biologische Dieselanteil, der aktuell vom Fettsäuremethylester übernommen wird, liegt bei 5,75 % [3]. Diese Substitution von herkömmlichem Dieseldieselkraftstoff durch erneuerbare bzw. biologische Bestandteile bietet ein aussichtsreiches Mittel bei der Einhaltung erwähnter Abgaslimits. Biologische Bestandteile bieten den Vorteil eines weitgehend geschlossenen CO_2 -Kreislaufes und können sich zusätzlich positiv auf die Verbrennungseigenschaften auswirken.

Bis zum Jahr 2020 soll der Biokraftstoffanteil auf 10 % gesteigert werden. Dabei gilt es, die Gesamtemissionen der Kraftstoffe zu beachten. Die Reduktion des gesamten CO_2 -Ausstoßes ist zu beachten und somit müssen im Falle von Biokraftstoff die bei der Erzeugung entstandenen Emissionen ebenfalls in die Bilanz mitaufgenommen werden.

Oxygenate können genau in diesem Bereich der Dieselbeimischung einen großen Anteil am Einsparungspotential ausmachen. Auf Basis ihrer Herstellung aus biologischem Rohstoffen aus zweiter Generation wäre es möglich, die geforderten Mengen mit überschaubaren Konsumentenpreisen bereitzustellen. Vor allem Etherverbindungen bieten sich durch ihre Ähnlichkeit zum Dieseldieselkraftstoff als Beimischsubstanz an. Alkohole hingegen sind zwar besser verfügbar, sind aber nur begrenzt mit Diesel mischbar und haben weitere Nachteile bei deren Selbstzündwilligkeit.

3 Energieträger

Im Rahmen des von der FFG geförderten Forschungsprojekts OxyGen2 wurden sauerstoffhaltige Energieträger ausgewählt, die im Dieselmotor zu positiven Effekten hinsichtlich derer Emissionen bei der dieselmotorischen Verbrennung führen. Ein wesentlicher Aspekt bei der Auswahl war die nachhaltige Herstellbarkeit aus biogenen Reststoffen.

3.1 Synthetische Kraftstoffe

Synthetische Kraftstoffe, deren Struktur gezielt konstruiert wird, bilden aktuell einen Trend in der Forschung. Die Randbedingungen, vorgegeben durch den Einsatz in einem Fahrzeug, sind eine möglichst hohe Energiedichte und die Speicherung bei Normalbedingungen. Dabei soll die Verarbeitung wenig Energie in Anspruch nehmen, um so die Produktionskosten gering zu halten.

Maßgebend für moderne Kraftstoffe ist deren Zusammensetzungsverhältnis $C_mH_nO_p$. Das C/H - Verhältnis soll in Richtung eines maximalen H - Gehalts gestaltet werden, da so bei der Verbrennung mehr Wasser als Kohlendioxid entsteht. Zusätzlich steigt bei einem höheren H-Gehalt der Heizwert des Treibstoffs. Da der Luftsauerstoff oft nicht den Weg bzw. den nötigen Platz in einer Verbrennung vorfindet, ist es für eine vollständige Verbrennung von Vorteil, wenn sich bereits Sauerstoff im Kraftstoff befindet. Jeglicher Sauerstoff im Kraftstoff senkt jedoch dessen Energiedichte und somit den Heizwert. Aus diesem Grund ist hier zwischen positiven Faktoren bei der Verbrennung und negativen Eigenschaften bei der Speicherung abzuwägen. Um eine Dieselerverbrennung möglichst gut kontrollieren zu können, wird von einem synthetischen Dieselerersatzkraftstoff eine hohe Zündwilligkeit verlangt. [4]

Bio-Kraftstoffe

Ein wesentlicher Vorteil der synthetischen Kraftstoffe ist deren Vielfalt in der Wahl der Primärenergieträger. So können regenerative Ausgangsstoffe, die bisher weniger Interesse

in der Energiegewinnung geweckt haben, verwendet werden. Die Qualität des Ausgangsprodukts wird bei der Synthese von der des Endproduktes vollständig entkoppelt. Zusätzlich bringt der Einsatz von Biomasse den Vorteil mit sich, weltweit gleichmäßig verfügbar zu sein was zu einer Entspannung der globalen Energieversorgung führen kann [5].

Bio-Kraftstoffe werden in drei Generationen unterteilt, welche zwischen unterschiedlichen Ausgangsstoffen differenzieren. Ist der Primärenergieträger eine Nahrungspflanze wie z.B. Getreide oder Raps, wird der Kraftstoff als Bio-Kraftstoff erster Generation bezeichnet. Den Großteil dieser Brennstoffe bilden aktuell Ethanol aus zucker- bzw. stärkehaltigen Pflanzen und FAME aus ölhaltigen Pflanzen, welche bereits zu Benzin bzw. Diesel beigemischt werden.

Sobald Pflanzen bzw. Pflanzenreste, die keine Verwendung als Nahrungsmittel finden, zur Herstellung von Treibstoff verwendet werden, wird der Kraftstoff als einer der zweiten Generation bezeichnet. Lignocellulose spielt hier die bedeutendste Rolle, da sie die Grundsubstanz der Pflanzen bildet und daher überall verfügbar ist. Des Weiteren wird bei Kraftstoffen der zweiten Generation, im Gegensatz zu denen der ersten Generation, die gesamte Pflanze inklusive Pflanzenabfällen verarbeitet und nicht nur die Frucht. Aus diesem Grund erhöht sich die nützliche Menge pro Fläche und die CO₂ - Gesamtbilanz verbessert sich.

Als Bio-Treibstoffe dritter Generation werden solche bezeichnet, die Algen als deren Primärenergieträger nutzen. Diese Technologie soll um einen Faktor 15 höhere Erträge pro angebaute Fläche liefern als Raps und ist dabei nicht ausschließlich auf Landflächen angewiesen. [6] ,[7]

3.2 Oxygenate

Synthetische Kraftstoffe mit Sauerstoffanteil werden als Oxygenate bezeichnet. Abhängig von der Bindung und der Anordnung des Sauerstoffes im Kraftstoffmolekül ergeben sich unterschiedliche Stoffeigenschaften. Im Zuge dieser Arbeit wird mit zwei Alkoholen und zwei Ethern gearbeitet, welche sich allesamt in die Gruppe der Oxygenate einordnen und gleichzeitig deren Hauptgruppen bilden. Wie in Abbildung 3.1 ersichtlich wird, ergeben sich mit Dimethylether (DME) und Ethanol zwei völlig unterschiedliche Moleküle, obwohl deren Summenformel ident ist. Lediglich die Anordnung des Sauerstoffs unterscheidet die beiden Stoffe und verleiht ihnen unterschiedliche Eigenschaften. Außerdem zeigt die Abbildung, dass Ethanol über eine C-C-Bindung verfügt, welche die Rußentstehung fördert.

Alle anderen verwendeten Versuchstreibstoffe haben hier einen entscheidenden Vorteil bei der Rußbildung bzw. Rußoxidation im Brennraum, da stabile C-C Bindungen fehlen. Ein weiterer Vorteil der Oxygenate ist deren hohe Cetan- bzw. Oktanzahl, abhängig vom Molekülaufbau, die bei der Verbrennung ausgenutzt werden. [8], [9], [10]

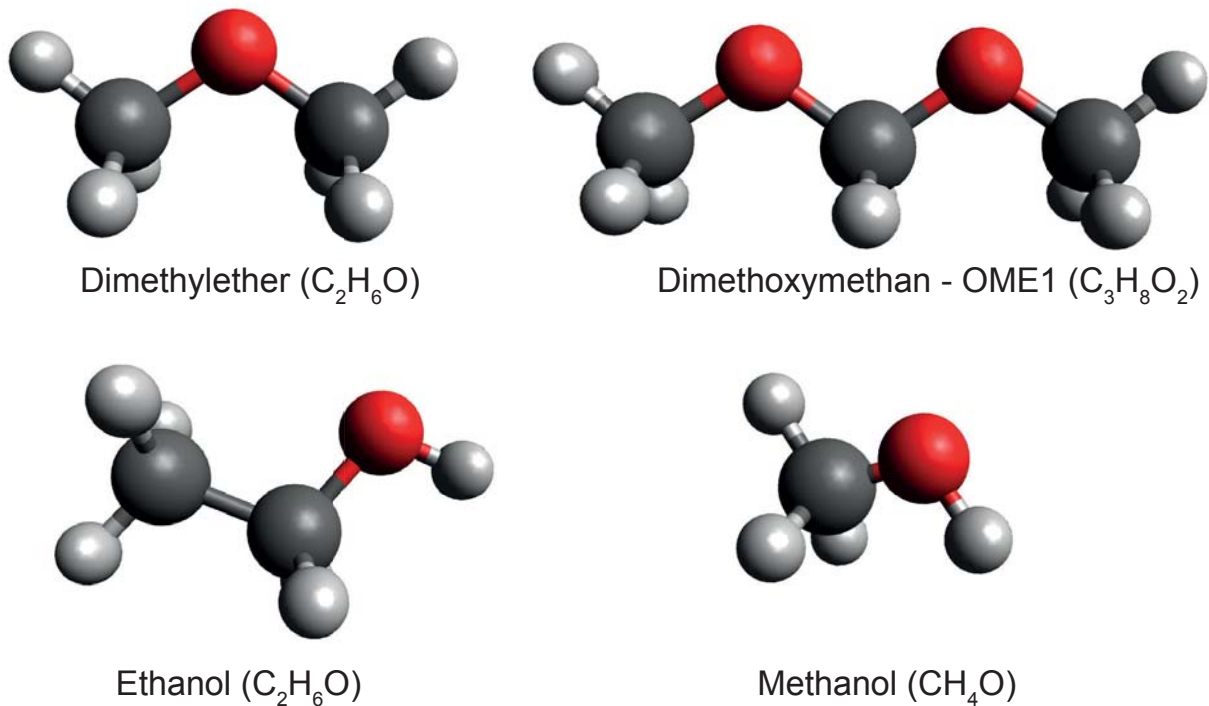


Abbildung 3.1: Molekularer Aufbau der Versuchsenergieträger

3.3 Alkohole

Organische Verbindungen mit einer offenen Kohlenstoffkette und einer Hydroxygruppe als funktionelle Gruppe werden als Alkohole bezeichnet. Abhängig von der Anzahl der Hydroxygruppen im Molekül können Alkohole in ein-, zwei- oder dreiwertige Alkohole unterteilt werden. Die C-O-H Verbindung mit unterschiedlichen Elektronegativitäten führt zu einer verwinkelten Struktur und somit zu einem Dipolmoment. Das Vorhandensein dieses Dipolmoments befähigt Alkohole Wasserstoffbrücken auszubilden und ist auch der Grund für die hohen Siedetemperaturen im Verhältnis zu Molekülmassen der Alkohole. [11], [12]

Die Eigenschaft des Alkohols stark polar zu sein bringt das Problem der Mischbarkeit mit anderen Stoffen mit sich. Abhängig von der Kettenlänge des Alkohols verändert sich die

Mischbarkeit. Grundsätzlich gilt: Je kürzer das Alkoholmolekül ist, desto besser ist es in Wasser mischbar. Methanol und Ethanol sind die kürzesten Alkohole und somit sehr gut in Wasser mischbar, jedoch verhält es sich mit hydrophoben Flüssigkeiten gegensätzlich. Blends mit Diesel, wie sie in vorliegender Arbeit untersucht werden, sind daher nur mit begrenzten Alkoholanteilen mischbar und teils nur kurzzeitig stabil.

Alkohole werden aktuell fast ausschließlich in Ottomotoren verwendet, da sie über eine hohe Oktanzahl verfügen und somit höhere Verdichtungsverhältnisse als mit konventionellem Benzin zulassen. Es soll hier jedoch der Einsatz von Alkoholen im Dieselmotor untersucht werden, da von einer Beeinflussung des Kraftstoffsauerstoffes auf die Schadstoffentstehung ausgegangen werden kann. Die geringe Cetanzahl von Alkoholen stellt jedoch enorme Herausforderungen an eine sinnvolle Verbrennung im Dieselmotor.

3.3.1 Methanol

Methanol, in der weiteren Arbeit als MeOH abgekürzt, ist der einfachste Alkohol, da er lediglich ein Kohlenstoffatom in sich trägt. Seine chemischen Eigenschaften werden durch die Hydroxygruppe bestimmt, wobei Reaktionen von Alkoholen stets über ein Aufbrechen der C-O bzw. O-H Verbindung stattfinden. Methanol ist bei Raumtemperatur flüssig und farblos. Der Geruch des leicht flüchtigen Alkohols ist angenehm bis stechend, wobei die Dämpfe gemeinsam mit Luft ein explosives Gemisch erzeugen. Dabei ist anzumerken, dass Methanol für den Menschen giftig ist, da es im Körper zu Ameisensäure oxidiert, die den Sauerstofftransport im Blut herabsetzt. Des Weiteren führt der Kontakt mit Methanol zu Schäden am Nervensystem, wobei Methanoldämpfe auch über die Lunge aufgenommen werden können und sogar Kontakt mit der Haut schädlich ist. Der Heizwert von Methanol liegt bei 19,66 MJ/kg. [11]

Im Dieselmotor kann ein Dual-Fuel-Betrieb mit Methanol zu einer Senkung der Stickoxide verwendet werden. Im Dual-Fuel-Betrieb werden zwei Kraftstoffe gleichzeitig zur Verbrennung in den Motor eingebracht, um so etwaige Vorteile beider Kraftstoffe kombinieren zu können. Bei Methanol kann von einer Senkung der Stickoxidemissionen ausgegangen werden, da durch die hohe Verdampfungswärme des Alkohols die Brennraumtemperatur gesenkt wird, was einen positiven Einfluss auf die Stickoxidreduktion bewirkt. Methanol bringt der Vorteil mit sich, dass es im Verhältnis zu anderen Kohlenwasserstoffen wenig Luft zur Verbrennung benötigt. Dies bedeutet, dass bezogen auf die angesaugte Luftmasse mehr Kraftstoff in den Zylinder eingebracht werden kann und somit der Zylinderdruck

erhöht wird [13]. Ein reiner Methanolbetrieb ist im Dieselmotor nicht realisierbar, da die geringe Cetanzahl dazu führt, dass sich der Kraftstoff nicht entzündet. Eine Einbringung in das Saugrohr bei gleichzeitiger Dieseldirekteinspritzung bzw. ein Blend (Mischung) aus Methanol und Diesel sind jedoch möglich und sollen im Laufe dieser Arbeit untersucht und bewertet werden.

Herstellung

Methanol ist eine der wichtigsten chemischen Rohsubstanzen in der Industrie. Nur ein geringer Anteil wird aktuell im Energiesektor verwendet, wobei aber von einer steigenden Tendenz ausgegangen wird [14]. Um einer größer werdenden Nachfrage gerecht zu werden und zusätzlich nachhaltig Methanol zu erzeugen, wird auf biologische Ausgangsstoffe zurückgegriffen. Lignocellulose, welche als Rohstoff zur Methanolherstellung dienen kann, stellt eine Alternative dar, die es möglich macht, dem Wettstreit mit der Nahrungsmittelindustrie zu umgehen. Als Grundgerüstmaterial gängiger Landpflanzen ist Lignocellulose gleichzeitig die am meist verfügbare Biomasse [6]. Als Lignocelluloselieferanten kann so sämtliches Halmgut, Holz sowie deren Abfälle dienen.

Methanol wird aus Synthesegas gewonnen, welches sich aus den Hauptbestandteilen CO_2 und H_2 zusammensetzt. Der Weg bis zum Vorliegen von Synthesegas ist vielfältig. Pflanzenreste können vergast werden oder ungenutzter Strom wie z.B. aus Windrädern kann zur Herstellung von Wasserstoff herangezogen werden. [15] [16]

Methanol kann als Treibstoff in einem Fahrzeug in einem konventionellen Kraftstofftank mitgeführt werden, jedoch sind aufgrund der Toxizität höhere Sicherheitsvorkehrungen zu treffen. [17]

3.3.2 Ethanol

Ethanol ist ein Alkohol mit einem sehr breiten Anwendungsgebiet. Abgesehen von seinem Einsatz als Trinkalkohol wird er in der Pharmazie bis zum Treibstoff im Verbrennungsmotor verwendet [18]. Ethanol (EtOH) in seiner reinen Form ist eine farblose Flüssigkeit und hygroskopisch [19]. Da Ethanol über eine C-C-Bindung verfügt, zählt es nicht zu den C1 Kraftstoffen, lässt sich aber aufgrund der größeren Kettenlänge besser mit Dieselkraftstoff mischen.

Wie bei Methanol ist der Heizwert von Ethanol geringer als jener von Diesel. Der Gemischheizwert ist, angesichts des geringeren Luftbedarfs der Alkohole, vergleichbar mit jenem von Diesel. Die Verdampfungsenthalpie bringt abhängig von der Einbringungsstrategie Vor- und Nachteile mit sich. Bei einer Saugrohreinspritzung ergeben sich Probleme beim Kaltstart, jedoch führt sie bei Direkteinspritzung zu einer Senkung der Temperatur im Zylinder während der Einspritzung. [4]

Herstellung

Ethanol kann ausschließlich über die Fermentation von Zucker hergestellt werden (Abbildung 3.2). Um den Ansprüchen eines Biokraftstoffes zweiter Ordnung gerecht zu werden, dessen Rohstoff Lignocellulose ist, muss diese in Zucker umgewandelt werden. Nach diesem Umwandelungsschritt, der Hydrolyse, wird der entstandene Zucker fermentiert [20]. Bei der Fermentation wird Zucker unter der Zugabe von Hefe zu Alkohol umgewandelt. Abschließend wird Ethanol aus der vergorenen Maische destilliert bzw. rektifiziert [18].

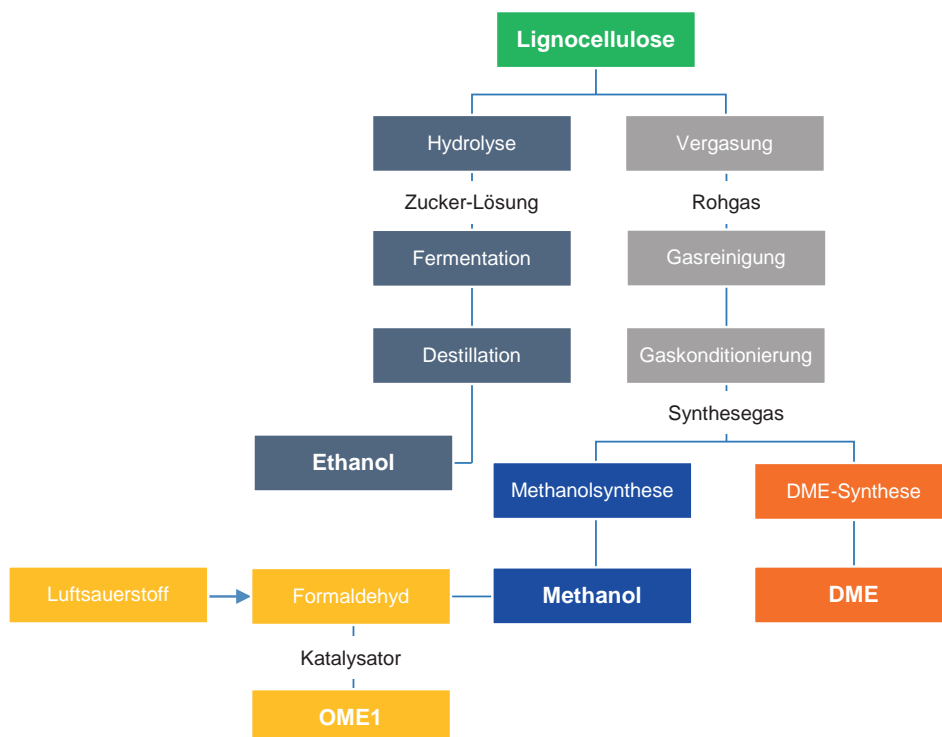


Abbildung 3.2: Herstellung der Bio-Kraftstoffe zweiter Generation aus Lignocellulose [18] [17] [20]

Ethanol wird bereits in der Treibstoffindustrie verwendet, da es sich optimal eignet, um den vorgeschriebenen biogenen Anteil in Kraftstoffen abzudecken. Gängige Mischungen

mit Benzin werden anhängig von ihrem Volumensanteil an Ethanol mit E5, E10 usw. bezeichnet [20]. Der Rohstoff für die Ethanolherstellung ist jedoch nach wie vor zucker- bzw. stärkehaltiges biogenes Material, welches im Bezug auf dessen Verwendung in der Nahrungsmittelindustrie, kontroversiell diskutiert wird.

3.4 Ether

Ether sind Verbindungen der Art $R-O-R'$ wobei R und R' den organischen Rest bilden. Sind R und R' gleich wird das Molekül als einfacher bzw. symmetrischer Ether bezeichnet. Stoffe dieser Art können als Derivate von Wasser verstanden werden, bei denen das H-Atom durch einen organischen Rest ersetzt ist. Aufgrund der höheren Elektronegativität von Sauerstoff gegenüber des Kohlenstoffatoms bilden Ether eine polare kovalente Bindung. Die geringe Schmelz- bzw. Siedetemperatur der Ether lässt sich aus den geringen Dipolmomenten und somit dem geringen Zusammenhalt zwischen den Ethermolekülen ableiten, zudem bilden Ether keine Wasserstoffbrücken. [12] [11]

3.4.1 Dimethylether

Als Dimethylether, in der weiteren Arbeit mit DME abgekürzt, wird der einfachste Ether bezeichnet, da er, wie in Abbildung: 3.1 ersichtlich, zwei Methylgruppen als organische Reste aufweist. Er wird darüber hinaus zur Gruppe der C1-Kraftstoffe gezählt, die sich dadurch auszeichnen, keine C-C Doppelbindung in ihrem Molekül zu tragen [21]. Unter Normalbedingungen ist DME ein farbloses, ungiftiges und hochentzündliches Gas, kann jedoch unter Druck ($>5,1$ bar) als Flüssigkeit gespeichert werden.

Aufgrund der hohen Zündwilligkeit kann DME als Dieseleratz verwendet werden, wobei Änderungen am Kraftstoffsystem vorzunehmen sind, da DME eine weitaus geringere Viskosität und gleichzeitig über eine geringere Schmierfähigkeit als Diesel verfügt [22]. Des Weiteren ist die Einbringung des Treibstoffs in den Brennraum komplexer als bei konventionellem Diesel. Zum einen sind sämtliche Elastomere, die mit Ether in Berührung kommen, durch resistente Ersatzwerkstoffe zu ersetzen, zum anderen kommt es aufgrund des hohen Dampfdrucks von DME zu Kavitation in der Kraftstoffzuleitung bei Flüssigeinbringung in der Nähe des warmen Motors [23]. Diesem Effekt muss mit einer erhöhten Druckbeaufschlagung des Gesamtkraftstoffsystems entgegengewirkt werden. Alternativ

kann DME gasförmig in das Saugrohr eingebracht werden, was sich im Vergleich zur Direkteinspritzung negativ auf den Verlauf der Verbrennung auswirkt.

DME verfügt, wie in Tabelle 3.1 (S. 13) ersichtlich, über einen unteren Heizwert, der 30 % geringer als jener von Diesel ist. Daraus ergibt sich eine höhere Einspritz- bzw. Eindüsmenge und damit ein längerer Zeitraum, der benötigt wird, um die selbe Energiemenge in den Brennraum einzubringen [18]. Als größter Vorteil von DME bei der Verbrennung im Dieselmotor kann die hohe Cetanzahl hervorgehoben werden, die den Zündverzug minimiert und die Verbrennungsgeschwindigkeit erhöht. [24]

Herstellung

DME gilt gemäß der Biokraftstoffrichtlinie 2003-30-EG als Biokraftstoff, sofern er aus Biomasse hergestellt wird und soll langfristig Flüssiggas ablösen. Zwar wird DME zum aktuellen Zeitpunkt zum größten Teil aus Kohle bzw. Erdgas synthetisiert, dagegen sollen in Zukunft Holz bzw. Holzabfälle als Ausgangsstoff dienen. Angesichts seiner vielfältigen Ausgangsstoffe zählt DME zu den Multi-Source-Fuels. [25], [4], [26], [27]

Den Grundstein der DME Produktion bildet die Erzeugung eines Rohgases aus dem Ausgangsprodukt. Dies läuft im Vergasungsschritt ab, wobei darauf geachtet wird, dass sich nach der Vergasung möglichst wenig Inertgase bzw. Katalysatorgifte im Gas befinden. Da das erzeugte Rohgas für einen Motorbetrieb noch zu viele Anteile an Schwefel-, Stickstoff- und Chlor-Verbindungen aufweist, wird es gereinigt und in einem weiteren Schritt konditioniert. Hier wird die Gaszusammensetzung für die spätere Synthese eingestellt. Abschließend wird das so erzeugte Synthesegas über einem Katalysator zu DME synthetisiert. [18]

Aufgrund der Gewinnung aus Holzabfällen zählt DME aus diesem Produktionszweig zu den Biokraftstoffen 2. Ordnung. Ausgehend von einem Biomassepotential, welches 22 mal höher als die aktuelle jährliche Erdölförderung ist, bildet BIO-DME einen vielversprechenden Dieseleratzkraftstoff. [4]

Speicherung

Der Dampfdruck von DME liegt, wie Tabelle 3.1 zeigt, bei 5,1 bar bei Raumtemperatur. Dies führt dazu, dass bei einer Verwendung in einem Fahrzeug DME als Gas behandelt werden muss. Eine Speicherung ist trotzdem einfach realisierbar, da DME als Flüssiggas bei moderaten Drücken in Drucktanks flüssig gespeichert werden kann. Die Entnahme stellt jedoch eine Herausforderung dar, zumal darauf geachtet werden muss, welche Phase aus dem Tank entnommen werden soll. Technische Hilfsmittel müssen bei einer Flüssigeinspritzung garantieren, dass lediglich die flüssige Phase entnommen wird und im weiteren Verlauf der Kraftstoffanlage flüssig bleibt, da es in der Nähe des Abgassystems und des Motors zu hohen Temperaturen kommt. Der Dampfdruck von DME steigt exponentiell mit der Temperatur, somit ist aktiv auf Verdampfung in den Kraftstoffleitungen zu achten, zumal der Siedepunkt von DME bei -24 °C liegt [28].

3.4.2 Oligomere Oxymethyldimethylether - OME

Neben DME werden gegenwärtig OME als die vielversprechendsten Dieseleratzstoffe genannt. Oligomere Oxymethyldimethylether bilden die Gruppe der homologen Verbindungen des Dimethoxymethans mit einer Oxymethyleneinheit als Kettenbaustein [29]. Die Oxymethyleneinheit kann dabei auch mehrmals vorkommen, wobei die Häufigkeit in der Abkürzung abzulesen ist (OMEn, $n=1-5$). Wie DME zählen auch OMEn zu den Ethern. Die Anzahl der Oxymethylen-Gruppen beeinflusst die Eigenschaften des Treibstoffes [10]. Im Zuge dieser Arbeit wurde mit OME1 gearbeitet, welches sehr gut verfügbar ist, wengleich dessen Eigenschaften, für die dieselmotorische Anwendung, denen von OME mit mehreren Oxymethylengruppen unterlegen sind.

OME1 ist flüssig und somit für die Verwendung in Fahrzeugen einsetzbar, wengleich die niedrige Siedetemperatur (Tabelle 3.1) beachtet werden muss. Des Weiteren ist OME1 in sämtlichen Verhältnissen mit Dieselmotorkraftstoff mischbar und bietet sich somit als Additiv an [30]. Problematisch erweist sich bei reinem OME1 die niedrige Cetanzahl von lediglich 38 [28]. Ebenfalls nachteilig stellt sich die Schmierfähigkeit von OME1 heraus, der entgegengewirkt werden muss. Um eine brauchbare Dieselalternative zu erzeugen, wurde im Rahmen der Prüfstandsuntersuchungen OME1 mit 3 Gew.-% Cetanzahlheber und 3 Gew.-% Schmiermittel additiviert [31]. So wurde ein sinnvoller Betrieb gewährleistet, ohne Schäden an der Kraftstoffhockdruckpumpe zu verursachen. Dieser additivierte Treibstoff, dem OME1 zu Grunde liegt, wird in der weiteren Arbeit als OME1a bezeichnet.

OME1a kann mit diesem Additivierungspaket über das Hochdrucksystem eines Dieselmotors eingebracht werden. Lediglich die Dichtmaterialien sind auf deren Verträglichkeit mit OME1a zu überprüfen. Im Laufe der Versuche stellten sich FFKM und PTFE als geeignete Dichtmaterialien heraus, jedoch ist der Einsatz dieser Materialien mit hohen Kosten verbunden.

Mit dem hohen O - Anteil von OME1 geht ein geringer Heizwert einher. Aus diesem Grund muss wie bei DME mehr Treibstoff in den Brennraum gebracht werden, was bei einem nicht modifiziertem Einspritzsystem die Verbrennung verlängert [32].

Herstellung

OME1 wird gegenwärtig industriell aus fossilem Methanol erzeugt. Da Methanol als einziges Ausgangsmaterial für OME1 verwendbar ist, gilt es Methanol biologisch und möglichst CO₂-neutral herzustellen. Dies kann, wie bereits bei DME erwähnt, aus biologischen Ausgangsstoffen über den Weg des Synthesegases realisiert werden. Die weitere Verarbeitung geschieht über einem Katalysator mit Luftsauerstoff zu Formaldehyd. Wird nun die Formaldehydlösung erneut mit Methanol gemischt und mittels saurer Katalyse verethert, entsteht OME1. Diese Art der OME-Herstellung ist ausgereift und wird bereits industriell umgesetzt. [33]

3.5 Verbrennungs- und Emissionsverhalten von Oxygenaten

Die ausgewählten Kraftstoffe, welche in dieser Arbeit näher untersucht werden, bilden nicht ausschließlich wegen derer biogener Herstellbarkeit Anlass, um sie näher zu betrachten, sondern auch wegen dem Sauerstoffanteil in deren Molekülstruktur. Zwar sinkt der Heizwert eines Treibstoffes im Vergleich zu Diesel mit steigendem Sauerstoffanteil, gleichzeitig jedoch sinkt der Luftbedarf ebenfalls, womit der Gemischheizwert mit dem von Diesel vergleichbar bleibt. Um den Gemischheizwert mit dem Basiskraftstoff zu vergleichen ist es notwendig, die Art der Einbringung zu berücksichtigen. Bei der Saugrohr-einbringung wird der Gemischheizwert auf das angesaugte Gemischvolumen bezogen, während bei der Direkteinspritzung die angesaugte Luftmasse den Bezug bildet. Der Gemischheizwert liegt dadurch bei der Direkteinspritzung auf einem höheren Niveau, da der

Treibstoff erst bei geschlossenen Ventilen eingebracht wird und somit keine Luft Ansaugluft verdrängt wird. Diese Differenz ist proportional zu den molaren Massen der Treibstoffe, da die Dichte des Gases von der molaren Masse abhängt. Eine niedrige molare Masse führt zu einem hohen Volumen der Gasmasse und geht mit einem geringen Gemischheizwert bei der Saugrohreinbringung in Relation zur Direkteinspritzung einher. Zusätzlich wirkt bei der motorischen Verbrennung der Sauerstoff aus der Molekülstruktur anders als jener aus der Luft. Während der kurz andauernden Verbrennung entstehen lokal fette Zonen, die vom Luftsauerstoff nur schwer bzw. spät erreicht werden. Hier ist der molekulare Sauerstoff von Vorteil, da dieser genau an jenen Stellen der Verbrennung über eine positive Wirkung auf die Rußminderung verfügt. [10, 35, 4, 13]

Tabelle 3.1: Stoffeigenschaften der untersuchten Kraftstoffe [33, 5, 18, 13, 34]

	OME1a	CEC	DME	Methanol	Ethanol
Summenformel	$C_3H_8O_2$	$C_{12}H_{13}$	C_2H_6O	CH_4O	C_2H_6O
Molare Masse [g/mol]	76,094	157,231	46,068	32,042	46,068
Siedetemperatur [°C]	42	150-380	-25	65	78
Dampfdruck [bar]	0,6-0,9	-	5,1	0,129	0,058
Verdampfungswärme [kJ/kg]	376	251	410	1109	904
Cetanzahl [-]	48	54,5	65-70	3	8
Dichte [kg/m ³]	859	833,5	2,11 **	793	787
Gemischheizwert [kJ/m ³]	3840 ^d	3532 ^d	3791 ^d	3686 ^d	3579 ^d
	3662 ^g	3500 ^g	3556 ^g	3241 ^g	3357 ^g
Flammpunkt [°C]	-	66,5	-42,2	9	12,8
Unterer Heizwert [MJ/kg]	23,2	42,676	28,430 **	19,66	26,84
Zündgrenzen [-]	-	0,6-6,5	3,4-17	5,5-6	-
Selbstzündungstemperatur [°C]	-	206	235	440	420
Luftbedarf [kg/kg]	7,25 *	14,6	9	6,4	9
Kohlenstoffanteil [%M]	47,5	85,4	52	37,5	52,14
Wasserstoffanteil [%M]	10,6	14,2	13	12,5	13,13
Sauerstoffanteil [%M]	42	0	35	50	34,73

* Berechnete Werte, ** Gas, ^d Direkteinspritzung, ^g Gemischansaugung

Ruß-Emission

Der von der Dieselerbrennung bekannte NO_x -Ruß Trade-Off kann bei der Verwendung von sauerstoffhaltigen Brennstoffen gemildert werden. Abhängig vom Sauerstoffgehalt ist es möglich, bei einem Anteil von über 38 Gew.-% von einer rußfreien Verbrennung auszugehen [15]. Genau das liefert Freiheiten bei der Wahl der Verbrennungsparameter, um die anfallenden Stickoxide effektiv zu minimieren.

Eine Verminderung der Ruß-Emissionen durch molekularen Sauerstoff im Treibstoff ist in zwei Phasen der Rußreaktionen unterteilbar. Zum einen ist es anzustreben, bei der Rußbildung den Sauerstoff auszunützen und zum anderen soll die innermotorische Ruß-oxidation maximiert werden.

Ruß entsteht im Dieselmotor bei C/O Verhältnissen über 0,6, bei Temperaturen zwischen 1450 K und 2000 K und Drücken von 50 bis 100 bar [36, 37]. Der Bereich zwischen der kraftstoffreichen Seite der Diffusionsflamme und dem Spray ist die Hauptbildungszone von Ruß [38, 39]. Der Zündverzug beeinflusst das Verhältnis zwischen Vorgemischter- und Diffusionsverbrennung und ist aus diesem Grund ein wesentlicher Einflussfaktor in der Rußentstehung [40]. Bei steigender Cetanzahl verkürzt sich der Zündverzug und gleichzeitig steigt der Anteil an diffusionsgesteuerter Verbrennung, was mit einer erhöhten Rußbildung einhergeht [41]. Der Zündverzug unterscheidet sich drastisch zwischen Alkoholen und Ethern, da deren Cetanzahlen stark voneinander abweichen. Die daraus hervorgerufenen Phänomene werden später untersucht. Einen hohen Sauerstoffanteil im Kraftstoffmolekül besitzen jedoch alle verwendeten Energieträger. Dieser wirkt sich auf den Kraftstoffspray bei der Common-Rail Direkteinspritzung aus, da er bereits während der Einspritzung in der Flamme eingreifen kann. Als charakteristische Größe bei der Rußentstehung in Zusammenhang mit dem Kraftstoffspray kann die Lift-off Länge angegeben werden. Diese Länge bezeichnet den Abstand von der Injektorbohrung bis zu dem Teil des Sprays, bei dem sich zuerst eine Flamme ausbildet. Der Kraftstoff soll bereits zuvor möglichst stark mit dem umgebenen Gas reagieren, um möglichst viel Sauerstoff in den Spray aufzunehmen [42]. In der Zone zwischen der ersten Verdampfung und der Lift-off Länge (Abbildung 3.3) kann der Sauerstoff im Kraftstoff positiv eingesetzt werden, da weniger Sauerstoff aus dem umgebenen Gas im Brennraum benötigt wird, um rußarm zu verbrennen und auf diesem Wege die lokale Luftzahl erhöht wird [42, 43].

Bei der dieselmotorischen Verbrennung formen sich zunächst ungesättigte Kohlenwasserstoffe nach der Oxidation bzw. Pyrolyse des Treibstoffs. Acetylen und polycyclische aromatische Kohlenwasserstoffe stellen den Großteil dieser Kohlenwasserstoffe dar und sind gleichzeitig Vorläufer von Ruß in einer Flamme. Durch Kondensation dieser Produkte kommt es zur Entstehung eines Rußpartikels. Anschließend wächst das Rußpartikel

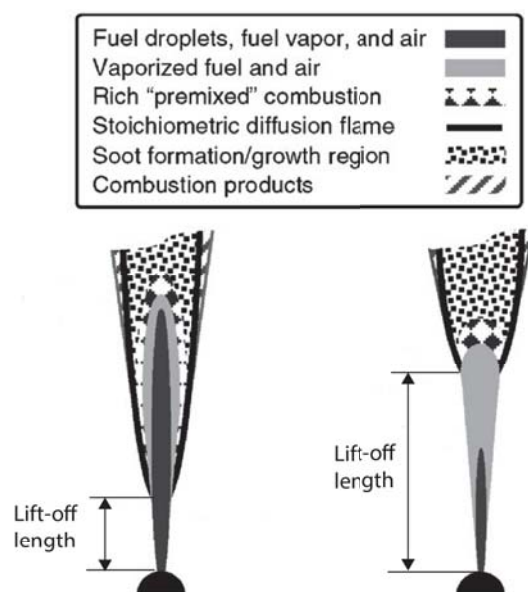


Abbildung 3.3: Skizze der Lift-off Länge im Nahbereich der Injektorspitze bei unterschiedlichen Einspritzparametern [42]

über Oberflächenwachstum, Koagulation und Aggregation, wobei abhängig vom Mechanismus die Teilchenanzahl variiert [36]. Beim Oberflächenwachstum bleibt die Partikelanzahl konstant wohingegen bei der Koagulation die Anzahl steigt und bei der Aggregation die Anzahl sinkt. Das Volumen des betrachteten Rußpartikels steigt in jedem Fall an.

Der C-Gehalt im Molekül sowie die Kompaktheit der Moleküle sind wesentlich bei der Rußbildung [44]. Die Molekülstruktur ist eine der entscheidenden Faktoren bei der Rußentstehung z.B. verhalten sich EtOH und DME grundsätzlich unterschiedlich, obwohl deren Summenformel ident ist [45]. Die vorliegenden Kraftstoffe DME, OME1 und MeOH sind C1-Kraftstoffe und verfügen somit über keine Doppelbindung zwischen zwei Kohlenstoffen. Das Fehlen dieser Doppelbindung hindert das Molekül daran, ungesättigte Kohlenwasserstoffe zu bilden und hemmt auf diesem Weg die Entstehung von Rußvorsubstanzen [42], [46]. Der Grund für diese rußmindernde Eigenschaft ist laut Takaaki et al. [45], dass der Kohlenstoff bei der Verbrennung an den Sauerstoff gebunden bleibt und so nicht mit ungesättigten Spezies reagieren kann.

Der Großteil des Rußes entsteht in der frühen Phase bzw. am Beginn der Verbrennung. Ein großer Anteil davon, über 90 %, wird bereits innermotorisch während der Haupt- und Nachverbrennung oxidiert [47]. Um die Rußentstehung zu minimieren, muss aus diesem Grund das Augenmerk auf den Beginn der Verbrennung gelegt werden [48]. Sobald die entstandenen Verbrennungsgase in den Kontakt mit der verbleibenden Luft kommen,

kann Ruß nachoxidiert werden [5]. Entscheidend bei der Oxidation des Rußes ist das Oxidationsmittel, die vorherrschende Temperatur und die Zeit, die zur Oxidation benötigt wird. Das Vorhandensein von Sauerstoff ist auf jedem Fall nötig, obgleich ab einem ausreichenden Sauerstoffverhältnis die Sauerstoffkonzentration belanglos ist. Die Oxidationsvorgänge erfolgen bereits während der Rußentstehung ab einer Temperatur von 1200 K bis zu einer Temperatur von 2500 K [40]. Die Geschwindigkeiten der Oxidation sind stark von der vorherrschenden Temperatur abhängig, deshalb ist darauf zu achten, während der Oxidation die Temperatur über 1300 K zu halten, da die Reaktion unter diesem Temperaturniveau sehr langsam abläuft [26].

Grundsätzlich können alle Rußsubstanzen oxidiert werden, angefangen von den Rußvorläufern über sehr kleine Partikel von unter 1 µm bis hin zu großen Partikeln, wobei die für die Reaktion benötigte Oberfläche bei kleinen Teilchen größer ist und somit weniger Reaktionswiderstand leistet. Als Oxidationsmittel können O₂, O, OH, CO₂, NO₂ und H₂O dienen, wobei abhängig von den Randbedingungen Sauerstoff oder das Hydroxyradikal als dominant bezeichnet werden können. [49], [36], [26]

Stickoxid-Emission

Stickoxidemissionen (NO_x) stehen bei der direkteinspritzenden Dieselmotoren in direktem Zusammenhang mit Partikelemissionen. Bei steigender Abgasrückführtrate, die zur Minderung der Brennraumtemperatur eingesetzt wird, entsteht weniger NO_x, die erzeugte Rußmenge steigt jedoch.

Das NO_x-Limit für NFZ > 3,5 t liegt bei maximal 2000 mg/kWh (EURO V, HD), was zu einem erheblichen Aufwand in der katalytischen Aufbereitung des Rohabgases führt. Um diesen kostenintensiven Einsatz von Katalysatoren so klein als möglich zu halten, wird versucht, bereits innermotorisch möglichst wenig Stickoxide zu erzeugen.

Während der Verbrennung entsteht fast ausschließlich NO, welches teilweise nach einer Verweilzeit zu NO₂ aufoxidiert wird. Die NO Entstehung passiert auf vier verschiedenen Pfaden, wobei sich deren mengenmäßiges Auftreten, abhängig von den vorherrschenden motorischen Randbedingungen, unterschiedlich aufteilt. Differenziert wird zwischen thermischem NO, welches bei hohen Temperaturen entsteht, promptem NO aus der Flammfront, NO aus N₂O und dem Brennstoff-Pfad, bei dem der Stickstoff aus dem Brennstoff oxidiert wird [26].

Ab einer Temperatur von 2200K liegt Sauerstoff im Brennraum in atomarer Form vor und dient als Vorläufer des thermischen NOs. Im Fall der motorischen Verbrennung ist dies der Reaktionsmechanismus, der den größten Anteil trägt [26]. Beim Erreichen des

Spitzendrucks im Zylinder treten gleichzeitig die höchsten lokalen Temperaturspitzen im verbrannten Gas auf und liefern so die Grundlage für die Stickoxidentstehung. Die Stickoxidbildung ist eine von der Temperatur abhängige Gleichgewichtsreaktion und läuft somit in beide Richtungen ab. Da sich im Brennraum aufgrund der schnellen Verbrennungsreaktionen kein Gleichgewicht einstellen kann, bildet sich weniger NO als möglich wäre. In der anschließenden Expansionsphase fallen die Temperaturen aber zu schnell ab, um eine Rückreaktion zuzulassen und frieren so die Reduktion des NO ein. [5]

Eine effiziente Methode, um Stickoxidemissionen zu verringern, ist die Senkung der Temperaturspitzen im Brennraum. Dabei bieten sich unterschiedliche motorische Maßnahmen wie die Kühlung der Ladeluft, die Rückführung von Abgas bzw. eine spätere Verbrennung an.

Die Rückführung von bereits verbranntem Gas führt dazu, dass das Sauerstoffangebot im Brennraum sinkt, womit die Brenngeschwindigkeit und somit die erreichten Spitzentemperaturen vermindert werden. Zusätzlich verfügt das inerte Abgas über eine höhere spezifische Wärmekapazität als Luft, welche sich bei der Kompression positiv auf die Temperatursenkung auswirkt [5].

Oxygenate haben grundsätzlich wenig direkte Auswirkung auf die NO_x -Bildung, können jedoch, wie bei der Partikel-Emission erwähnt, indirekt Einfluss auf diese Schadstoffemission nehmen. Das hohe Partikelsenkungspotential führt zu einer höheren AGR-Verträglichkeit bei der Verbrennung, was sich auf die lokalen Spitzentemperaturen auswirkt [43]. Der Zielkonflikt zwischen Ruß und NO_x kann mit Oxygenaten auf diesem Weg abgeschwächt werden. [32]

Kohlenmonoxid

Die Entstehung von Kohlenmonoxid ist direkt mit der gegebenen Luftzahl verbunden. Bei Luftmangel steht dem Kohlenstoffmolekül nicht ausreichend Sauerstoff zur Verfügung, um zu CO_2 aufzuoxidieren und so entsteht CO. Dieselmotoren arbeiten ausschließlich mit Luftüberschüssen und kennzeichnen sich deshalb durch beinahe keine CO-Emissionen [36]. Bei Verbrennungen nahe einem stöchiometrischen Verhältnis und geringen Abgastemperaturen wird die Oxidationsrate hingegen auch bei der Dieselverbrennung verringert und kann in diesem Fall ebenfalls einen erheblichen CO-Ausstoß erzeugen [43] [48]. Der limitierende Faktor im Dieselmotor bei der CO-Bildung ist die Durchmischung im Brennraum. Gegenwärtige Dieselmotoren verfügen über baulich erzeugte Strömungen im Zylinder, welche die Gemischbildung durch Luftströmungen verbessern.

Oxygenate können Einfluss auf den CO-Austoß haben, da sie zum einen bereits über eine C-O Verbindung verfügen und dadurch weniger Sauerstoffdiffusion aus der Ansaugluft notwendig ist und zum anderen können sie mit derer im Vergleich zu Diesel höheren Verdampfungswärme Einfluss auf die Brennraumtemperatur nehmen [30]. Die höheren AGR-Raten bei der Verwendung von Oxygenaten tragen zusätzlich dazu bei, die Luftzahl und die Temperatur zu verringern.

Die Minimierung der CO Rohemissionen aus einer unvollständigen Verbrennung sind zwar von Interesse bei der Findung einer guten Verbrennungsgüte, abgesehen davon können sie aber in einem Oxidationskatalysator im Abgassystem mit hohen Transformationsgraden zu CO₂ aufoxidiert werden [28].

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe sind eine Konsequenz von lokaler Flammenerlöschung oder einem nicht gezündetem Gemisch und bestehen aus teilweise oder vollkommen unverbrannten Kohlenwasserstoffen des Treibstoffs [24]. Sobald unzureichend aufbereiteter Kraftstoff in Gebiete gelangt, deren Temperatur für eine Verbrennung nicht ausreicht, was in Teillastbereichen zu beobachten ist, steigen die HC-Emissionen an. Darüber hinaus kann es beim Auftreffen des Kraftstoffstrahls an Brennraumwände ebenfalls zu einer unvollständigen Verbrennung kommen [5, 50].

Wie bei Kohlenmonoxid ist bei HC-Emissionen ebenfalls eine starke Relation zur Temperatur im Brennraum erkennbar. Durch hohe AGR-Raten und folglich Temperaturabsenkung kommt es zu einem Anstieg der HC-Emissionen. Unverbrannte Kohlenwasserstoffe sind vor allem in Betriebspunkten mit niedriger Last bzw. im unteren Leerlauf stark vorhanden, da die Temperaturen im Brennraum niedrig sind und die Kraftstoffaufbereitung unzureichend sein kann [37].

Oxygenate haben im Verhältnis zum Referenzkraftstoff, ähnlich wie bei CO, wenig Einfluss auf die HC-Entstehung [43]. Bei der dieselmotorischen Verbrennung entstehen bei stöchiometrischen Bedingungen abhängig vom Lastpunkt Methanemissionen, die sich als nachteilig herausstellen, da sie bei niedrigen Abgastemperaturen den Oxidationskatalysator ohne Reaktion passieren [51]. Methan hat den Nachteil, dass dessen Treibhauseffekt, im Vergleich zu CO₂ um das 21-fache höher ist [33]. Methan entsteht durch den hohen Wasserstoffanteil im Kraftstoff, der dazu führt, dass Methylradikale mit H-haltigen Verbindungen reagieren [30].

Des Weiteren kann es beim Betrieb eines Dual-Fuel-Systems mit Diesel und einem Ersatzkraftstoff zu hohen HC-Emissionen kommen. Abhängig von der Anordnung der Ein-

spritzsysteme mit deren Einspritzzeitpunkten ist es möglich, dass es zu unausreichend hohen Temperaturen bzw. zu nicht zündfähigen Gemischen kommt [24]. Hier ist es wichtig, eine richtige Abstimmung der Gesamkraftstoffzusammensetzung zu finden und diese möglichst emissionseffizient zu gestalten.

Abgesehen von Methan, welches bei Abgastemperaturen zwischen 400-500 °C keine Oxidationsaktivität im Katalysator hat [33], lassen sich die übrigen Kohlenwasserstoffe äußerst effizient konvertieren.

Verbrennungsgeräusch

Geräuschemissionen bilden neben den Stickoxiden und dem Wirkungsgrad die drei wichtigsten Anforderungen beim Dieselmotormanagement. Die wirkungsvollsten Maßnahmen zur Steuerung dieser Faktoren sind die gezielte Abgasrückführung und die Anpassung des Einspritzverlaufs in Abhängigkeit des Betriebspunktes [4]. Dem Abstand zwischen Einspritzbeginn und Zündbeginn kommt eine entscheidende Bedeutung zu, da sich in diesem Zeitraum (Zündverzug) ein homogenes Gemisch bildet, welches im Anschluss schlagartig verbrennt. Der Zündverzug wird durch die Cetanzahl eines Kraftstoffs beschrieben. Je höher diese treibstoffspezifische Cetanzahl ist, desto geringer ist der Zündverzug. Das Verbrennungsgeräusch ist somit umgekehrt proportional zur Cetanzahl.

In modernen Dieselmotoren mit Direkteinspritzung wird in den meisten Fällen eine Voreinspritzung eingesetzt, um das Verbrennungsgeräusch zu minimieren. Die Voreinspritzung führt dazu, dass sich der Zündverzug der Haupteinspritzung auf ein Minimalwert verringert, was sich in einem geringeren Druckanstieg im Brennverlauf widerspiegelt. Nachteilig bei einer Voreinspritzung ist die Verringerung des Wirkungsgrades der Verbrennung, da es angesichts der langen Brenndauer zu hohen Wandwärmeverlusten kommt und der Gleichraumanteil der Verbrennung verkleinert wird. Durch die Verwendung einer Abgasrückführung kann das Verbrennungsgeräusch ebenfalls verringert werden, zumal die Brenndauer verlängert wird und so der Brennverlauf geglättet wird. [5], [52], [53], [32]

Abhängig von der Cetanzahlen können sich Oxygenate positiv oder negativ auf das Verbrennungsgeräusch auswirken. Bei der Verwendung von Ethern kann von geringen Verbrennungsgeräuschen ausgegangen werden, da deren Zündwilligkeit hoch ist, was eine Voreinspritzung überflüssig macht [32]. Für Alkohole gilt das Gegenteil, da Ethanol bzw. Methanol mit Cetanzahlen unter 10 einen äußerst langen Zündverzug aufweisen [13].

4 Gemischaufbereitung

4.1 Einbringung der Kraftstoffe

Die Untersuchung der Alkohol- und Etherkraftstoffe führt abhängig von deren physikalischen Eigenschaften zu unterschiedlichen Strategien bei der Wahl des Einbringungssystems. In Abbildung 4.1 wird die Auswahl der Einspritzstrategie veranschaulicht, wobei jeweils der optimale Pfad gezeigt wird. Im Zuge dieser Arbeit wurden jedoch teilweise Pfade gewählt, die nicht dem optimalen Pfad entsprechen, um eine breite Vergleichsbasis zu schaffen. Der Dampfdruck bei Normalbedingungen, die Brenneigenschaften sowie die Mischbarkeit mit dem Referenzkraftstoff bilden Ausgangsgrößen nach welchen die möglichen Methoden eingegrenzt werden. Als Möglichkeiten bei der Treibstoffeinbringung ste-

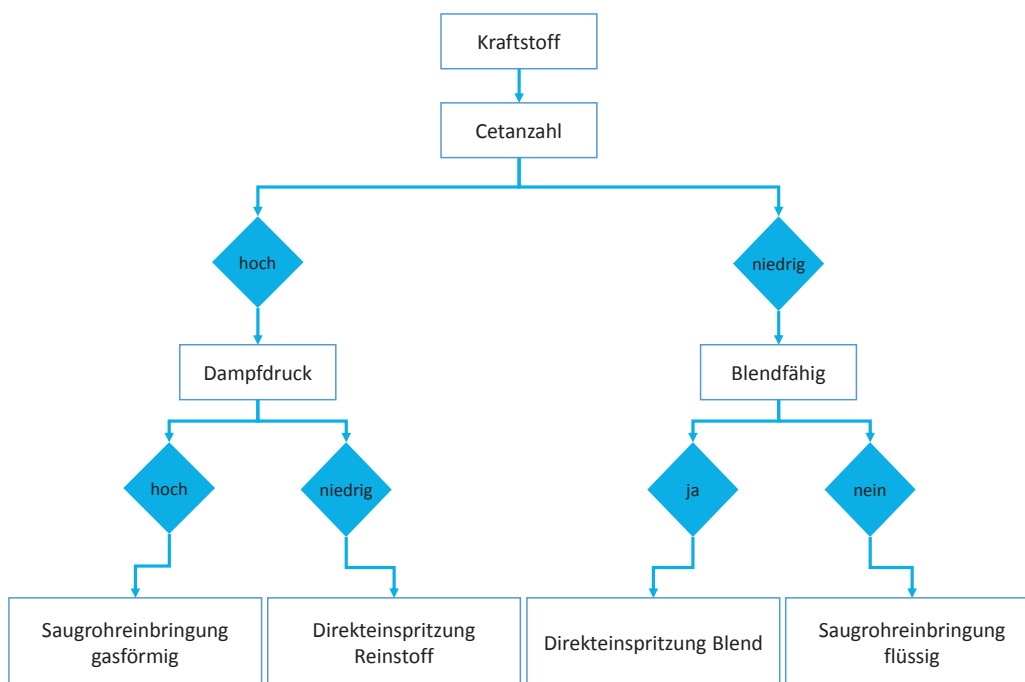


Abbildung 4.1: Auswahlkriterien für die Wahl der Einbringungsart

hen eine Common-Rail Direkteinspritzung und eine Saugroheinspritzung zur Auswahl, wobei diese sowohl mit reinen Kraftstoffen als auch mit Treibstoffblends verwendet werden können. Außerdem ist eine Kombination von Direkt- und Saugroheinspritzung für die Bewertung der Treibstoffe vorgesehen. Grundsätzlich ist eine Direkteinspritzung anzustreben, da auf diesem Weg die bestmögliche Steuerung der Verbrennung möglich ist

und gleichzeitig eine Vergleichbarkeit der Kraftstoffe gewährleistet wird. Im Folgenden sollen die Einbringungsstrategien der vier Versuchsenergieträger beschrieben werden.

Ethanol

Da Ethanol über eine äußerst geringe Cetanzahl von 8 verfügt ist die Zündung des Reinstoffes in einem Dieselmotor äußerst schwer realisierbar. Lediglich über ein sehr hohes Verdichtungsverhältnis und eine hohe Ansauglufttemperatur wäre eine Selbstzündung von Ethanol zu erwarten. Zwar würde eine Abgasturboaufladung bzw. eine Abgasrückführung dies möglich machen, jedoch sind die positiven Eigenschaften des Dieselmotors auf diese Weise nicht zu erreichen.

Weitaus einfacher ist die Zündung des Alkohols unter Zuhilfenahme von Diesel als Zündkraftstoff. Durch eine Einbringung des Alkoholkraftstoffes in das Saugrohr wird dieser aufbereitet und im Brennraum durch den Dieselstrahl gezündet. Auf diesem Weg lässt sich der Zündzeitpunkt des Alkohols steuern.

Ein weiteres Verfahren, um Ethanol in einem Dieselmotor zu zünden, ist die Einspritzung eines Kraftstoffblends aus Ethanol und Diesel. Dies bringt das Problem der Mischbarkeit von Alkoholen in Diesel mit sich. Um einen stabilen Blend aus Ethanol und Diesel herzustellen, sind abhängig von der Ethanolmenge Emulgatoren notwendig. Bis zu einem Anteil von 15 Vol.-% von Ethanol ist eine homogene Mischung der beiden Komponenten möglich, darüberhinaus ist ein Emulgator nötig.

Methanol

Ähnlich wie bei Ethanol lässt die niedrige Cetanzahl eine Zündung von reinem Methanol nur unter besonderen Umständen zu. Bei Methanol ist die Mischbarkeit mit Diesel um ein Vielfaches schlechter als bei Ethanol, da die Kettenlänge des Methanolkölküls minimal ist. Aus diesem Grund lassen sich Mischungen nur unter erheblichen Additivaufwand oder nur temporär stabil erzeugen. Ein temporär stabiler Blend lässt sich zwar in einem konventionellen Einspritzsystem verwenden, führt aber zu erheblichen Problemen beim Stillstand. Die Einspritzung über einen Saugrohrinjektor mit einer Zündung durch direkt injizierten Diesel stellt aus den genannten Gründen die sinnvollste Methode der Methanolverbrennung dar.

Dimethylether

Mit einem Dampfdruck von 5,1 bar bei Raumtemperatur stellt DME eine Herausforderung für die Einbringung in den Dieselmotor dar. Die Eindüsung des Ethers kann entweder

flüssig oder gasförmig erfolgen, wobei wie zuvor eine Saugrohreinspritzung und eine Direkteinspritzung möglich ist. Eine gasförmige Einbringung in das Saugrohr bringt den Vorteil einer einfachen technischen Umsetzung mit sich, führt aber aufgrund der Verdampfung im Kraftstofftank zu einer starken Abkühlung desselbigen, was einen Druckabfall mit sich bringt. Eine gasförmige Einbringung ist folgedessen beschränkt in der Eindüsungsmenge, sofern alleinig mit dem Kraftstoffdruck gearbeitet wird.

Um flüssiges DME einzuspritzen, ist es notwendig, den Treibstoff zusätzlich mit Druck zu beaufschlagen, der abhängig von der Temperatur gesteuert werden muss. Als limitierender Faktor bei der flüssigen Saugrohreinspritzung stellt sich der Bereich vor bzw. im Injektor dar, der durch seine hohen Temperaturen zwangsläufig zu Dampfblasenbildung führt. Um dies zu verhindern, müsste das Kraftstoffsystem mit Drücken über 50 bar beaufschlagt werden. Eine weitere vielversprechende Methode ist die Kühlung des Kraftstoffes, um ihn so unter der Verdampfungsgrenze zu halten. Hier wäre auch eine erneute Verflüssigung möglich, falls sich gasförmiger Kraftstoff bildet. [54]

Im Gegensatz zu den Alkoholen weist DME eine hohe Cetanzahl auf, was eine Zündung des reinen Treibstoffs möglich macht. Die hohe Zündwilligkeit steht jedoch in Konkurrenz mit der Komplexität des Einspritzsystems, da es bei der einfachsten Methode, der Saugrohreinspritzung, zu einer äußerst frühen vorgemischten Verbrennung kommt, welche sich als wirkungsgradungünstig erweist, da sie bereits vor Abschluss der Kompression stattfindet. Eine Direkteinspritzung des Reinstoffes ist bei DME die vielversprechendste Methode, da auf diese Weise der geringe Zündverzug ausgenutzt werden kann.

Oxymethyldimethylether

Wie in Kapitel 3.4.2 beschrieben, ist durch eine Additivierung von OME1 eine Verbesserung der Schmiereigenschaften und Zündverbesserung zu erreichen. Das additivierte OME1a verfügt über eine Cetanzahl, die ein Zünden des Kraftstoffes ermöglicht. Die Beimengung eines Schmieradditivs ist zwingend notwendig, um bei der Direkteinspritzung über das Common-Rail System die Hochdruckpumpe und den Injektor nicht zu beschädigen. Bei Raumtemperatur ist OME1a flüssig, was den technischen Aufwand im Verhältnis zu DME vereinfacht.

Ein weiterer Vorteil von OME1a ist die vollständige Mischbarkeit mit Diesel. Dies lässt die Verwendung von Kraftstoffblends zu, welche vor allem für die Senkung der Partikel interessant sind.

5 Prüfstands Aufbau, Versuchsträger und Versuchsdurchführung

5.1 Versuchsmotor

Als Versuchsmotor wurde ein Reihenvierzylinder Dieselmotor der Daimler AG mit der Bezeichnung OM 646 EVO adaptiert und auf 1-Zylinder-Betrieb umgebaut. Dieser verfügte über eine Diesel-Direkteinspritzung, gespeist von einem Common-Rail-System. Die technischen Daten der Verbrennungskraftmaschine sind aus [Tabelle 5.1](#) zu entnehmen.

Tabelle 5.1: Kenndaten des Einzylinder-Forschungsmotors

Motorbezeichnung	MERCEDES-BENZ OM 646 EVO
Zylinder	4
Hubraum [cm ³]	537
Hub [mm]	88,34
Bohrung [mm]	88
Verdichtungsverhältnis [-]	17,5
Kraftstoffversorgung	Common Rail Direkteinspritzung
Aufladung	Fremdaufladung (adaptiert)
Anzahl der Ventile	4
Abgasrückführung	Externe gekühlte Abgasrückführung

Am Serienmodell des Motors wurden Veränderungen unternommen, um nachfolgende Versuche zu ermöglichen: Um den Ladedruck unabhängig von der Motorlast zu steuern, wurde eine Fremdaufladung appliziert. Zusätzlich wurde ein neues Saugrohr mit zwei Injektoren verbaut. Auf dass mit den begrenzt verfügbaren Versuchskraftstoffen möglichst ökonomisch gearbeitet werden konnte, wurde ausschließlich der erste Zylinder des Motors befeuert.

5.2 Motorprüfstand

Zur Durchführung der Versuche wurde zuvor genannter Versuchsträger auf einem Motorprüfstand aufgebaut. In Abbildung 5.1 ist der Aufbau schematisch mit sämtlichen Messstellen dargestellt.

Die wichtigsten Prozessvariablen wie AGR-Rate, Saugrohrdruck, Gemischzusammensetzung und Einspritzparameter konnten unabhängig voneinander variiert werden.

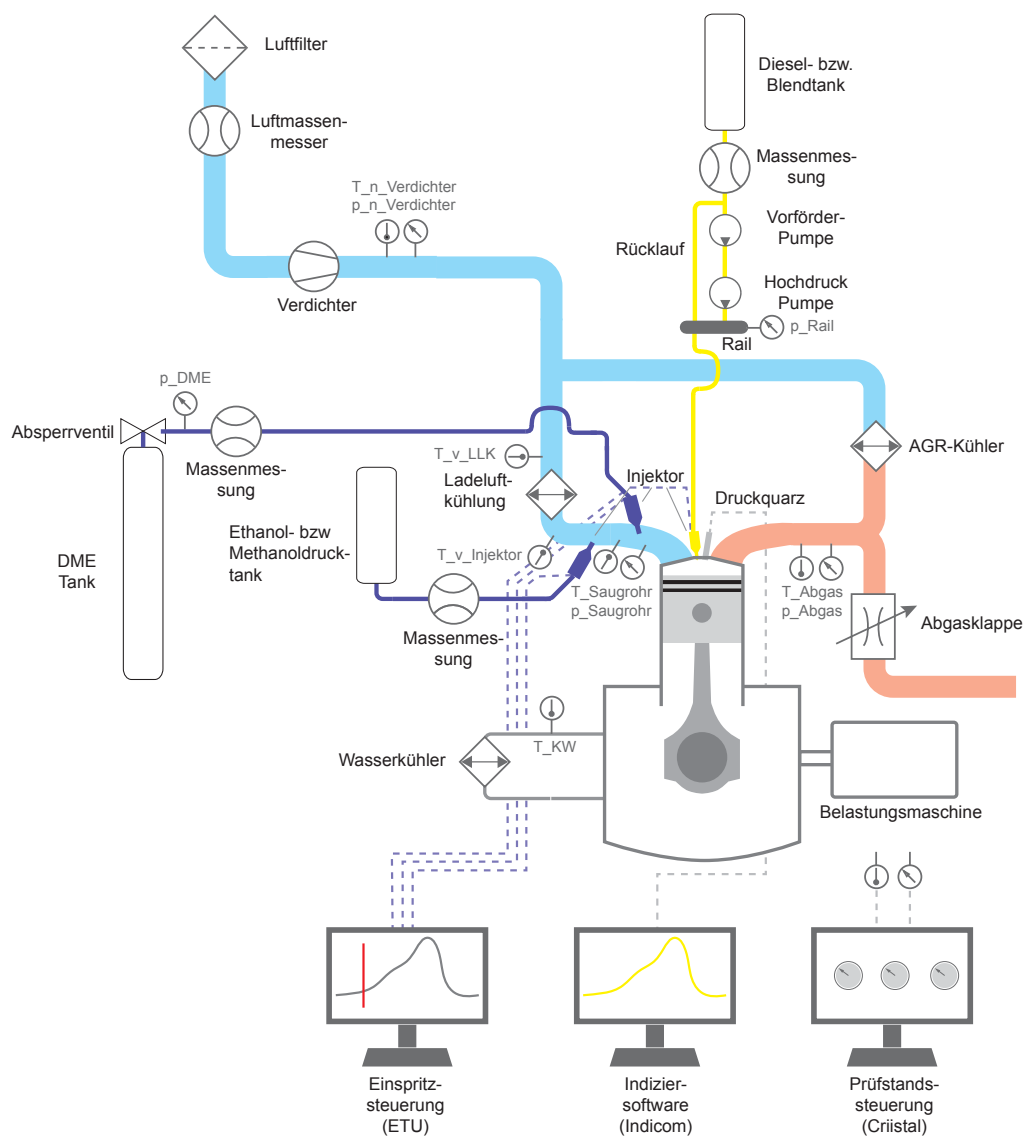


Abbildung 5.1: Versuchsaufbau

Zur exakten Bestimmung der AGR-Rate war sowohl im Abgastrakt als auch im Saugrohr eine CO₂-Messung verbaut. Die Zylinderdruckindizierung wurde lediglich an einem Zylinder verbaut, die übrigen drei Zylinder wurden nicht befeuert und waren freisaugend und ausstoßend geschaltet.

Der Versuchsträger wurde über zwei Strecken mit Kraftstoff versorgt. Zum einen übernahm das serienmäßige Common-Rail-System die Direkteinspritzung und zum anderen wurde Kraftstoff über das Saugrohr eingebracht. Diese Anordnung, mit sehr geringen Treibstoffdurchflussmengen, stellte hohe Anforderungen an die Massenmessung der zugeführten Kraftstoffe.

5.3 Messtechnik

Druckindizierung

Um den Zylinderdruck winkelaufgelöst zu erfassen, wurde zum einen ein ungekühlter piezoresistiver Drucksensor der Fa. KISTLER vom Typ 6061B eingesetzt und zum anderen ein Winkelmarkengeber. Die Signale der Sensoren wurden in einem Ladungsverstärker der Fa. KISTLER vom Typ 5007 in verarbeitbare Größen erhöht. Die Verarbeitung und Speicherung der Signale erfolgte mit Hilfe des INDIMODUL und der Software INDICOM der Fa. AVL.

Die kurbelwinkelaufgelöste Druckermittlung im Saugrohr erfolgte durch einen ungekühlten Niederdruckquarz vom Typ 4005 und einen gekühlten Druckquarz des Typs 4049A im Abgaskrümmen, welche beide Fabrikate der Firma KISTLER waren. Als Ladungsverstärker kamen Produkte derselben Fa. zum Einsatz.

Temperatur- und Druckmessung

Sämtliche in Abbildung 5.1 eingezeichneten Temperaturmessstellen wurden mit NiCrNi - Thermoelementen versehen. Die abgebildeten Druckmessstellen waren mit Absolutdrucksensoren ausgestattet.

Luftzahl

Zur Messung der Luftzahl wurde eine Breitbandlambdasonde der Fa. NGK eingesetzt, deren Messung jedoch stark von der H/C-Zusammensetzung der Energieträger beeinflusst

wurde. Um diese Beeinträchtigung zu umgehen, wurde die Luftzahl über die Zusammensetzung der Abgaskomponenten mit der Methode nach Brettschneider berechnet [72].

Kraftstoff- und Ansaugluftmassenmessung

Der Massenstrom des Hochdrucksystems wurde mit dem Messgerät SIEMENS SITRANS F C MASSFLO MASS 2100, welches nach dem Coriolismessprinzip arbeitet, bestimmt. Zur Bestimmung der in das Saugrohr eingebrachten Kraftstoffmasse kam das Messgerät EMERSON ELITE CMFS 007 zum Einsatz, welches mit dem selben Messprinzip arbeitete. Die genaue Bestimmung der Ansaugluftmasse geschah durch das Gerät AVL FLOWSONIX welches mit dem Prinzip der Ultraschall - Transitzeitdifferenz arbeitete.

Kühlkreislauf

Das Motorkühlwasser wurde über einen Wasser/Wasser-Wärmetauscher gekühlt, wobei die Regelung der Temperatur über den Volumenstrom der Frischwasserversorgung erfolgte. Die Ladeluft- und AGR-Kühlung fand in Luft/Wasser-Wärmetauschern statt.

Abgasmesstechnik

Tabelle 5.2: Verwendete Messgeräte

Messgröße	Messgerät	Messverfahren
CO	SIEMENS ULTRAMAT 6	Infrarot-Gegentakt-Wechselprinzip
CO ₂	SIEMENS ULTRAMAT / OXYMAT 6	Infrarot-Gegentakt-Wechselprinzip
CO ₂ , Saugrohr	SIEMENS ULTRAMAT 6	Infrarot-Gegentakt-Wechselprinzip
NO/NO _x	ECO PHYSICS CLD 700 EL HT	Chemolumineszenz
O ₂	SIEMENS ULTRAMAT / OXYMAT 6	Paramagnetisches- Wechseldruckverfahren
HC	TESTA FID 1230	Flammenionisation
Smokemeter	AVL SMOKE METER 415S	Papierschwärzung
Soot Sensor	AVL MICRO SOOT SENSOR 483	Photoakustisch
Partikelanzahl	AVL PARTICLE COUNTER 489	Lichtstreuung

Prüfstandssteuerung und Datenlogging

Die Steuerung der motorrelevanten Größen Kühlwassertemperatur und Einspritzdruck erfolgte über die Software CRIISTAL der Fa. SOHATEX. Zusätzlich übernahm diese Software die Speicherung sämtlicher Daten aus der langsamen Messtechnik und die Steuerung diverser Aktuatoren und Ventile.

Zur Speicherung der winkelaufgelösten Größen kam das Programm AVL INDICOM zum Einsatz.

Die Regelung des Einspritztimings wurde separat über das Gerät AVL ENGINE TIMING UNIT durchgeführt, welches mit einer eigenen Oberfläche an einem PC bedient wurde.

5.4 Versuchsdurchführung und Betriebspunktdefinition

Tabelle 5.3: Betriebspunkte

Name	Drehzahl [min^{-1}]	Indizierter Mitteldruck [bar]
<i>BP-A</i>	1500	5
<i>BP-B</i>	1500	15

Um den Einfluss der Last zu berücksichtigen, wurden zwei Betriebspunkte im Motorkennfeld untersucht. Zum einen ein Lastpunkt *BP-A* bei 5 bar indiziertem Mitteldruck, was den Betrieb bei niedrigen Lasten widerspiegeln sollte, und ein Lastpunkt *BP-B* mit 15 bar indiziertem Mitteldruck, welcher das Verhalten der Verbrennung bei hohen Motorlasten ausdrücken sollte ([Tabelle 5.3](#)). Beide Betriebspunkte wurden bei einer Drehzahl von 1500 min^{-1} gefahren und die eingespritzte Kraftstoffmenge wurde konstant gehalten. Die Motordrehzahl wurde aufgrund der begrenzten Kraftstoffmengen niedrig angesetzt, um möglichst effizient zu aufschlussreichen Ergebnissen zu kommen.

Die Bewertung eines Kraftstoffes hinsichtlich seines Potenzials als Dieseleratzkraftstoff stützt sich auf Messungen verschiedener Parametervariationen. Die Variation des Umsatzschwerpunktes, des energetischen Anteils des Zusatzkraftstoffes sowie der AGR-Rate stellten sich als die aussagekräftigsten Parameter heraus.

Die Variante der AGR-Variation bei konstantem Lambda sollte Aufschluss über den Einfluss der Sauerstoffbedarfs verschiedener Energieträger auf das Emissionenverhalten zeigen.

Tabelle 5.4: Parametervariationen

Variierter Parameter	AI50	Psaug	AGR	Lambda
AI50	<i>var</i>	konst	konst	resultierend
EA	konst	konst	konst	resultierend
AGR	konst	konst	<i>var</i>	resultierend
AGR	konst	resultierend	<i>var</i>	konst

5.4.1 Kraftstoffzusammensetzung

Um eine Vergleichsbasis für die unterschiedlichen Energieträger zu schaffen, wurde die Zusammensetzung der resultierenden eingebrachten Kraftstoffmenge in Energieanteilen berechnet. Der Wert EA (Energieanteil) einer Kraftstoffzusammensetzung gibt somit an, wieviel Energie-% des Substitutionskraftstoffes anteilmäßig in der gesamten eingebrachten Kraftstoffenergie enthalten sind.

$$EA[\%] = \frac{\dot{m}_{\text{Substitutionskraftstoff}} * H_u_{\text{Substitutionskraftstoff}}}{\dot{m}_{\text{Substitutionskraftstoff}} * H_u_{\text{Substitutionskraftstoff}} + \dot{m}_{\text{Diesel}} * H_u_{\text{Diesel}}} \quad (5.1)$$

6 Versuchsergebnisse Methanol

6.1 Methanol Saugrohreinspritzung

Verbrennungscharakteristik und Wirkungsgrad

Die Einflüsse einer Methanoleinbringung durch das Saugrohr mit anschließender Zündung durch Dieselkraftstoff werden bei einer Variation der Methanolmenge ersichtlich. Im Zuge der Messung sollen die Auswirkungen auf die Verbrennung, den Wirkungsgrad und die Emissionen bewertet werden.

Sobald Methanol als Kraftstoff verwendet wurde, war dessen hohe Verdampfungsenthalpie eine wesentliche Einflussgröße auf die der Verbrennung. Mit zunehmender Methanolmenge sank die Saugrohrtemperatur und zusätzlich hatte die Methanolverdampfung Einfluss auf die Ansaugluftmasse. Es kann davon ausgegangen werden, dass bei einer Saugrohrtemperatur über der Siedetemperatur von Methanol, die verdrängte Ansaugluftmasse mit der zugeführten Methanolmasse korreliert. Bleibt die Saugrohrtemperatur darunter, kommt es sogar zu einer leichten Erhöhung der Ansaugluftmasse [55]. Die Messungen bestätigten diese Annahme bei einer Variation der Saugrohrtemperatur.

Mit einer Erhöhung der Methanolmenge stieg der Zündverzug, was ebenfalls zum Teil auf die kühlere Ansaugluft zurückzuführen war. Abbildung 6.1 zeigt die Zunahme des Zündverzugs anhand des Brennverlaufs, wobei der AI_{50} konstant bei $7,5 \text{ }^\circ\text{KWnZOT}$ gehalten wurde. Der Zündverzug stieg im unteren Lastpunkt mehr als im oberen, da der höhere Lastpunkt zu einer besseren Aufbereitung des Methanols führte und in *BP-B* höhere Zylindertemperaturen herrschten. Die Zündverzüge stiegen in *BP-A* von $10 \text{ }^\circ\text{KW}$ auf $12 \text{ }^\circ\text{KW}$ und im oberen Lastpunkt von $6 \text{ }^\circ\text{KW}$ auf $6,6 \text{ }^\circ\text{KW}$. Der eingespritzte Diesel fand unter einer niedrigen Brennraumtemperatur keine optimalen Bedingungen für die notwendige Tieftemperaturoxidation vor. Dies führte dazu, dass der Zylinderspitzenruck zeitlich verschoben wurde. Ausgelöst durch die geringere Anfangstemperatur bei der Verdichtungsphase sank der Zylinderspitzenruck bei zunehmender Methanolmenge zusätzlich. In Bild 6.1 rechts ist zum Zeitpunkt des Druckmaximums die Druckdifferenz erkennbar. Bei einem EA von 35% ergab sich eine Druckdifferenz von 5 bar und ein Unterschied in der berechneten Brennraummittentemperatur von 28 K.

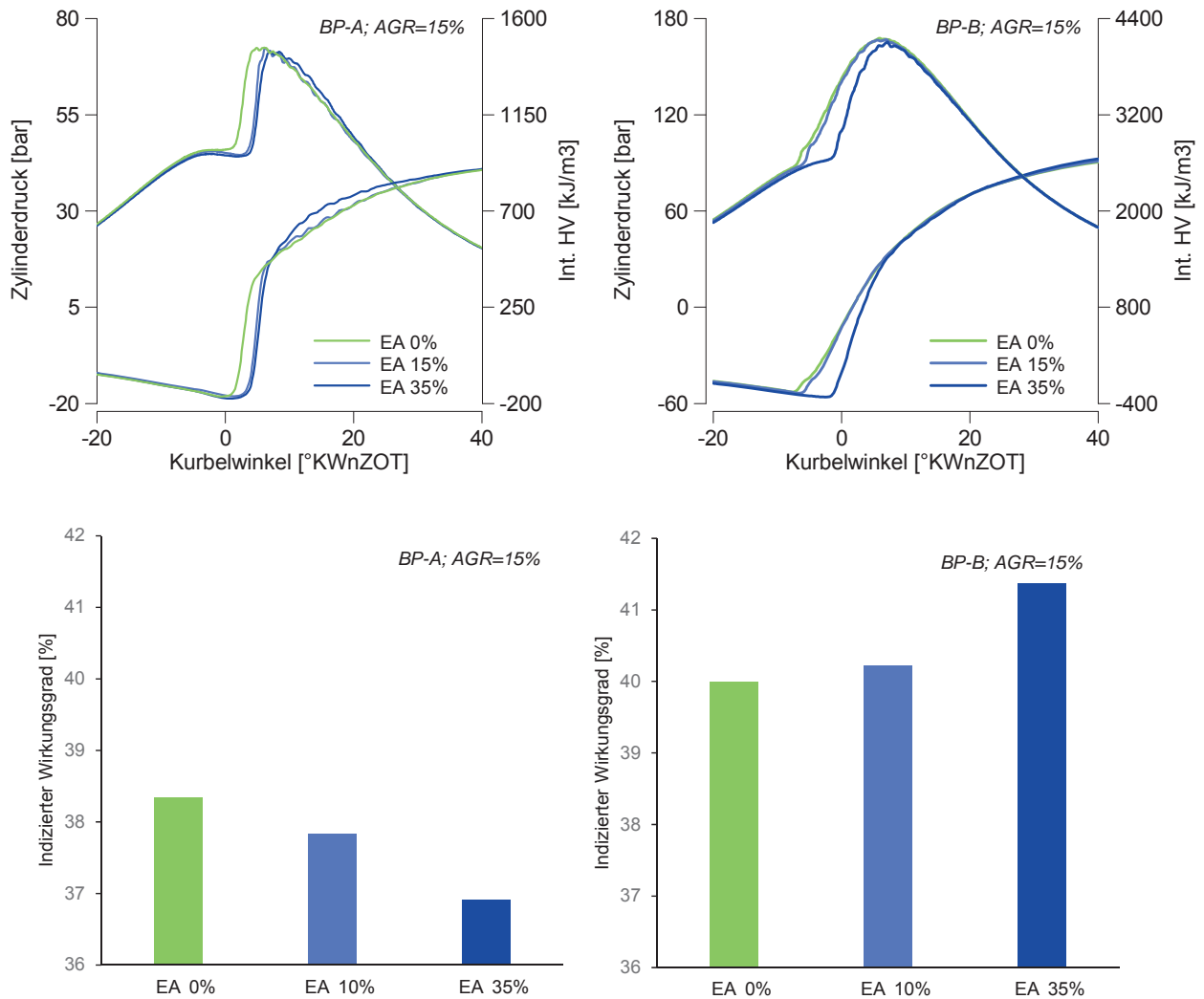


Abbildung 6.1: Zylinderdruck- und integrierter Heizverlauf (oben) sowie indizierter Wirkungsgrad (unten) bei Erhöhung des Energieanteils der Methanol-Saugrohreinjection in *BP-A* (links) und *BP-B* (rechts)

Methanol vermischte sich im Saugrohr und während der Kompression mit Luft zu einem homogenen Gemisch, welches durch die Dieseleinspritzung schlagartig gezündet wurde. Durch den hohen Anteil an vorgemischter Verbrennung stieg der Zylinderdruck schneller als bei der Dieselerverbrennung. Die Brenndauer verringerte sich durch den höheren Anteil der vorgemischten Verbrennung und die Verkürzung der Diffusionsverbrennung in Abhängigkeit vom Lastpunkt. Im Vergleich der Lastpunkte wurde ersichtlich, dass die Verbrennung bei hoher Last deutlich länger dauerte. Dies war auf die längere Dieseleinspritzung und die Dieselaufbereitung zurückzuführen, wobei die Verbrennung mit Methanol weiter kürzer andauerte als jene bei EA 0%.

Eine Wirkungsgraduntersuchung reagierte hoch sensibel auf die Kraftstoffmassenmessung, die sich hier als äußerst schwierig darstellte, da der Motor mit Mengen von 20 g/h und darunter mit dem Substitutionskraftstoff betrieben wurde. Aus diesem Grund wurde ein mehrfaches Messen der gleichen Punkte notwendig, um deren Reproduzierbarkeit zu überprüfen. Im oberen Lastpunkt konnte dieser Einfluss durch die höheren Mengen zu einem großen Teil kompensiert werden.

Abhängig vom Lastpunkt ergaben sich unterschiedliche Ergebnisse bei der Betrachtung des indizierten Wirkungsgrades. In *BP-A* fiel der indizierte Wirkungsgrad mit steigender Methanolmenge. Aus Abbildung 6.1 kann entnommen werden, dass die Verbrennung schneller ablief als bei Diesel. Die Veränderung der angesaugten Luft, durch die Einspritzung von Methanol in das Saugrohr, führte zu einer Verringerung des Polytropenexponents und somit zu einer Vergrößerung des Verlusts der realen Ladung. Die kürzere Verbrennung durch das Vorhandensein des Alkohols hatte aber Vorteile bei der realen Verbrennung in Relation zur reinen Dieselverbrennung. In *BP-B* lief die Oxidation mit Methanol ebenfalls schneller als jene mit reinem Diesel, jedoch kam es zu einer vollständigeren Verbrennung und aus diesem Grund zu einem Wirkungsgradanstieg. Wie später erklärt wird, kam es im oberen Lastpunkt zu geringeren Emissionen aus unvollkommener Verbrennung, was den Wirkungsgradunterschied zum unteren Lastpunkt erklärte. Zurückzuführen war dies hauptsächlich auf die Gemischaufbereitung und die anfängliche Gastemperatur. Der hohe Lastpunkt ging mit einer Erhöhung des Ladedrucks einher, welche die Saugrohrtemperatur, trotz Ladeluftkühlung im Vergleich zu *BP-A* anhob. Bei der höheren Temperatur im Saugrohr kam es zu einer schnelleren und vollständigeren Verdampfung des Methanols. Der Kühleffekt wirkte sich bei dem hohen Lastpunkt stärker aus, was sich in der Ansaugluftmasse bemerkbar machte. Die Masse der angesaugten Luft nahm mit dem Methanolanteil bei höherer Last stärker zu als bei niedriger Last. Bei konstantem Ladedruck und konstanter AGR-Rate führte dies zu einer magereren Verbrennung und somit zu einer Wirkungsgradsteigerung. Gleiches konnte von Senthil [56] beobachtet werden.

Partikel und Stickoxide

Der Zielkonflikt zwischen Partikel- und NO_x -Entstehung stellte bei den durchgeführten Versuchen die Hauptherausforderung dar. Diese Ambivalenz wurde bei der Verwendung einer Abgasrückführung besonders deutlich sichtbar. Um die Brennraumtemperatur zu senken, wurde bereits verbranntes Abgas dem Brennraum erneut zugeführt. Dieses Gas besitzt inerten Charakter und wirkte sich verlangsamernd auf die chemischen Reaktionen aus. Die Verbrennung lief bei der Verwendung einer AGR langsamer und mit geringerer

Spitzentemperatur ab. Zwar wurde die Stickoxidentstehung stark verringert, jedoch führte die Einbringung von Abgas in den Brennraum zu einer Verringerung der Luftzahl und einer damit einhergehenden Erhöhung der Partikelemissionen.

Die Verwendung von Methanol als Zusatzkraftstoff im Dieselmotor brachte den Vorteil der Abschwächung dieses PM-NO_x-Trade-Off mit sich. Aus Abbildung 6.2 kann entnommen werden, dass der Zielkonflikt zwischen Stickoxid- und Rußentstehung bei steigender AGR-Rate unter der Verwendung von Methanol als Zusatzkraftstoff auf einem im Vergleich zu Diesel sehr niedrigen Niveau lag.

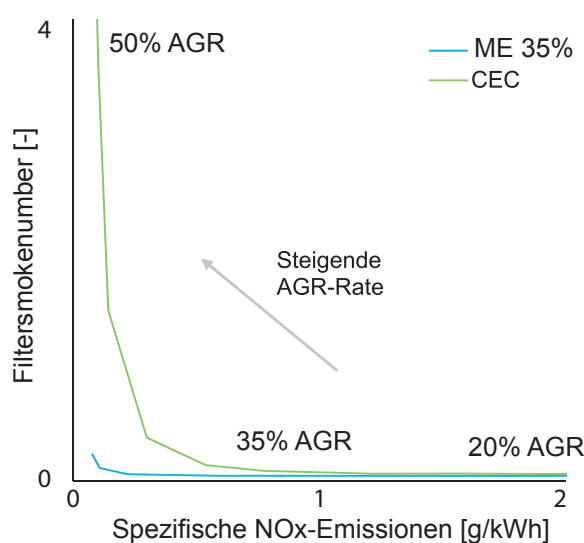


Abbildung 6.2: Vergleich des PM-NO_x-Trade-Off bei Methanol und CEC

Methanol beeinflusste auf verschiedenen Wegen die Entstehung von Stickoxiden im Brennraum. Durch den Sauerstoffanteil im Methanol wurden die chemischen Reaktionen der Verbrennung in Richtung NO_x geschoben. Im Gegensatz dazu wirkte sich die hohe Verdampfungsenthalpie kühlend auf die Brennraumtemperatur aus und hatte somit einen stickoxidsenkenden Einfluss. Zusätzlich bewirkte die oben beschriebene kürzere Brennraumdauer eine kürzere Zeit mit hohen Temperaturen im Brennraum. Diese Faktoren standen in Konkurrenz zueinander und wirken sich abhängig vom Lastpunkt unterschiedlich auf die Stickoxidemission aus.

In den durchgeführten Versuchen zeigte sich der Temperatureinfluss als der dominierende Faktor bei der Verminderung der NO_x. Bei der Untersuchung der Stickoxide zeigten sich abhängig vom Lastpunkt unterschiedliche Ergebnisse. Bei einer Veränderung der Lage des Umsatzschwerpunktes war eine Anpassung des Einspritzzeitpunktes notwendig.

Diese Anpassung stand in direkter Verbindung mit der Spitzentemperatur und dem Spitzendruck. Durch die Variation der Lage des Umsatzschwerpunktes konnten unterschiedliche Temperaturniveaus im Brennraum untersucht werden. Der Temperatureinfluss auf die Stickoxidentstehung spielte auch hier die größte Rolle. Die Variationen des Umsatzschwerpunktes wurde bei AGR-Raten von 15-30% abhängig vom Lastpunkt durchgeführt, da sich damit die besten Wirkungsgrade bestimmen ließen. Bei *BP-B* lag die Temperatur bei Methanolbetrieb stets unter jener von reinem Diesel und bei *BP-A* veränderte sich das Temperaturverhältnis in Abhängigkeit vom Einspritzzeitpunkt von höheren Werten gegenüber Diesel bei früher Einspritzung zu geringeren Werten im Verhältnis zur Dieseleinspritzung bei spätem Einspritztiming. Die entstandenen NO_x -Emissionen korrelierten mit den Spitzentemperaturen, womit die Annahme bestätigt wurde, dass thermische Stickoxide bei der Verwendung von Methanol als Zusatzkraftstoff im Saugrohr den Hauptteil der entstandenen Gesamtstickoxidemission ausmachen.

Zur weiteren notwendigen Eindämmung der Stickoxide bot das AGR-System in Kombination mit Methanol ein sehr effizientes Werkzeug. Es konnte angenommen werden, dass bei einem Betrieb mit Methanol und Diesel die AGR-Verträglichkeit der Verbrennung steigt, was bedeutet, dass größeres Potential aus der AGR geschöpft werden konnte. Durch die geringere Partikelbildung mit Methanol konnte mehr Abgas rückgeführt werden und die Stickoxidbildung stärker beeinflusst werden. Gegenüber reinem Dieselbetrieb war durch diese höhere AGR-Verträglichkeit eine Senkung der kombinierten Emissionen aus Stickoxiden und Partikeln möglich.

Die Überlegenheit im AGR-Betrieb von Methanol wurde bei einer Gegenüberstellung der Stickoxide und dem Wirkungsgrad in [Abbildung 6.3](#) ersichtlich. Das Spektrum des optimalen Wirkungsgrades lag beim Betrieb in *BP-B* im Bereich von 7-10 %KWnZOT des Umsatzschwerpunktes. Dieser Wert stand in Konkurrenz mit der Stickoxidemission, die es zu beachten galt. Eine Verschiebung des Umsatzschwerpunktes zu späteren Werten führte dazu, dass die Verbrennung vom oberen Totpunkt wegbewegt wurde, was zu einer Verringerung der Temperaturen im Zylinder führte, gleichzeitig jedoch sank der Wirkungsgrad durch den thermodynamisch nicht optimalen Verbrennungsschwerpunkt. Eine Steigerung der AGR-Rate wurde nötig, um in ein Stickoxidfenster zu kommen, welches unter dem Limit von 2 g/kWh liegt. Der Methanolbetrieb wurde unmerklich im Wirkungsgrad beeinflusst, währenddessen die AGR-Rate von 20 % für reinen Dieselbetrieb bei *BP-B* bereits weit zu hoch gewesen wäre. Bei einer Betrachtung der Sootwerte konnte im reinen Dieselbetrieb eine Verzehnfachung beim Sprung von 15 % auf 20 % AGR-Rate

beobachtet werden während der Methanolbetrieb unabhängig von der Abgasruchführtrate gleiche Sootwerte aufzeigte.

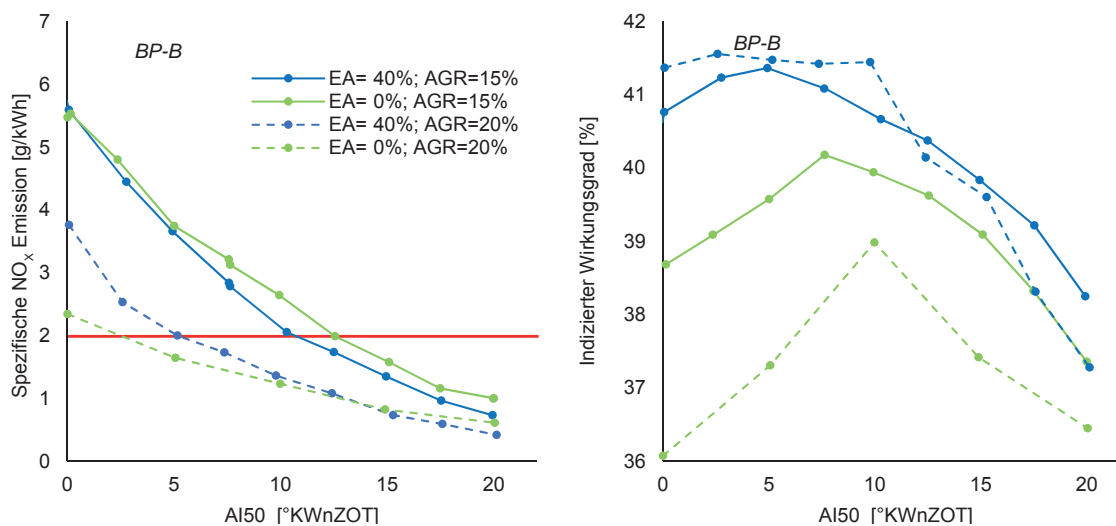


Abbildung 6.3: Spezifische Stickoxidemissionen sowie indizierter Wirkungsgrad im Dual-Fuel-Betrieb mit Methanol-Saugrohreinjection (EA=40%) sowie Diesel-Direkteinspritzung bei Erhöhung der AGR-Rate (AI50-Variation)

Die Menge des Rußes hatte merklichen Einfluss auf den Wirkungsgrad, was den niedrigeren Wirkungsgrad bereits unter der AGR-Rate von 15 % von EA 0 % im Verhältnis zu EA 40 % erklärte. Die Veränderung der Lage des Umsatzschwerpunktes führte wie bereits beschrieben zu geringeren Zylindertemperaturen, die sich negativ auf die Rußoxidation auswirkten. Für den Betrieb mit Methanol stellte sich heraus, dass der Sauerstoff im Kraftstoffmolekül sich besser für die Oxidation der Rußemissionen eignete, da die Rußmenge unabhängig vom Einspritzzeitpunkt beinahe konstant blieb.

Eine Variation der AGR-Rate in *BP-A* bei einem Betrieb mit direkter Dieseleinspritzung und Methanoleinbringung über das Saugrohr zeigte, dass AGR-Raten von bis zu 45 % verwendet werden konnten, ohne die Rußemissionen merklich zu erhöhen. Unter reinem Dieselmotorbetrieb war ein überproportional hoher Rußanstieg bereits bei einer AGR-Rate von 35 % erreicht.

Wurde bei der AGR-Variation der Saugrohrdruck konstant gehalten, verringerte sich die Luftzahl bei zunehmender AGR-Rate. Die geringere verfügbare Sauerstoffmenge während der Verbrennung wirkte sich positiv auf die Minderung der NO_x aus (Abbildung: 6.4), jedoch nahm die NO_x -Bildung mit einem höheren Methanolanteil zu. Die hohen Spitzentemperaturen die für einen Großteil der Stickoxidemissionen verantwortlich waren, wurden mehr, da eine längere vorgemischte Verbrennung stattfand. Die Einbringung des Methanol-Luft-Gemisches führte dazu, dass sich weitaus weniger lokal fette Zonen im

Brennraum befanden, welche für den Großteil der Rußentstehung verantwortlich waren, sobald die Verbrennung abließ.

Der Effekt wurde noch deutlicher sichtbar, als die AGR-Variation bei konstanter Luftzahl durchgeführt wurde. Dabei stellten sich, ausgelöst durch den steigenden Ladedruck, höhere Druckniveaus ein was zu einer Erhöhung der Stickoxidemissionen führte.

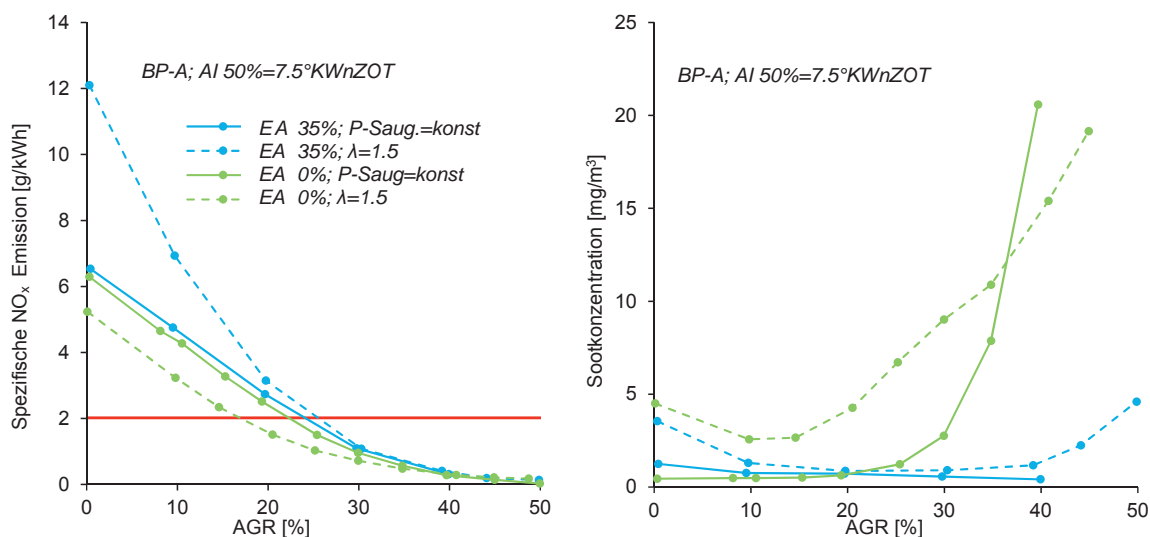


Abbildung 6.4: Spezifische Stickoxidemissionen sowie Sootkonzentration im Dual-Fuel-Betrieb mit Methanol-Saugrohreinjection (EA=35%) sowie Diesel-Direkteinspritzung bei unterschiedlichen Abgasrückführstrategien (AGR-Variation)

Bei hohen AGR-Raten kam der positive Einfluss des Methanols zu tragen, dass wie oben beschrieben selbst kaum Partikel bildete, da es frei von Kohlenstoffdoppelbindungen ist und gleichzeitig die eingespritzte Dieselmenge reduziert wurde. Im Weiteren führte der größere Zündverzug zu einer größeren Zeitspanne in der Diesel aufbereitet werden konnte. Diese bessere Aufbereitung führte zu einer Vergrößerung der vorgemischten Verbrennung gemeinsam mit Methanol.

Bei BP-A zeigten sich ab einem EA von 35% energetisch bei einer AGR Rate von über 30% Stickoxidwerte unter 1 g/kWh bei einer Partikelmasse von unter 2 mg/m^3 . Im Gegensatz dazu zeigte Diesel bei einem ähnlichen Stickoxidniveau bei gleicher AGR-Rate eine Partikelmasse von bis zu 20 mg/m^3 .

Kohlenmonoxid und unverbrannte Kohlenwasserstoffe

Mit dem Methanolbetrieb ging eine Erhöhung der HC und CO-Emissionen einher. Dafür waren unterschiedliche Einflüsse des Alkohols im Brennverlauf verantwortlich. Zum einen spielte erneut die Brennraumtemperatur eine Rolle, da diese für eine schnelle Oxidation

im Brennraum sorgen sollte, zum anderen war das homogene Gemisch schwerer komplett zu verbrennen, da die Flamme nicht alle Stellen des Brennraums erreichen konnte [57]. Klare Unterschiede waren bei den unterschiedlichen Lastpunkten zu erkennen. Wie bereits bei den Druck- und integrierten Heizverläufen in [Abbildung 6.1](#) beobachtet wurde, bot der obere Lastpunkt bessere Bedingungen für den Methanolbetrieb. Durch die höhere Temperatur in *BP-B* kam es zu einer vollständigeren Verbrennung. Dies erklärte zum Teil die Verläufe der Wirkungsgrade, die sich in den beiden Lastpunkten gegenteilig verhielten. Die CO-Emissionen nahmen im unteren Lastpunkt kontinuierlich zu, während im oberen Lastpunkt eine leichte Abnahme zu erkennen war. Die unverbrannten Kohlenwasserstoffe nahmen sowohl bei *BP-A* als auch bei *BP-B* zu, jedoch deutlich weniger stark ([Abbildung 6.5](#)). Gemeinsam betrachtet konnte der Einfluss auf den Wirkungsgrad als nahezu konstant bei *BP-B* und als verringern bei *BP-A* eingestuft werden.

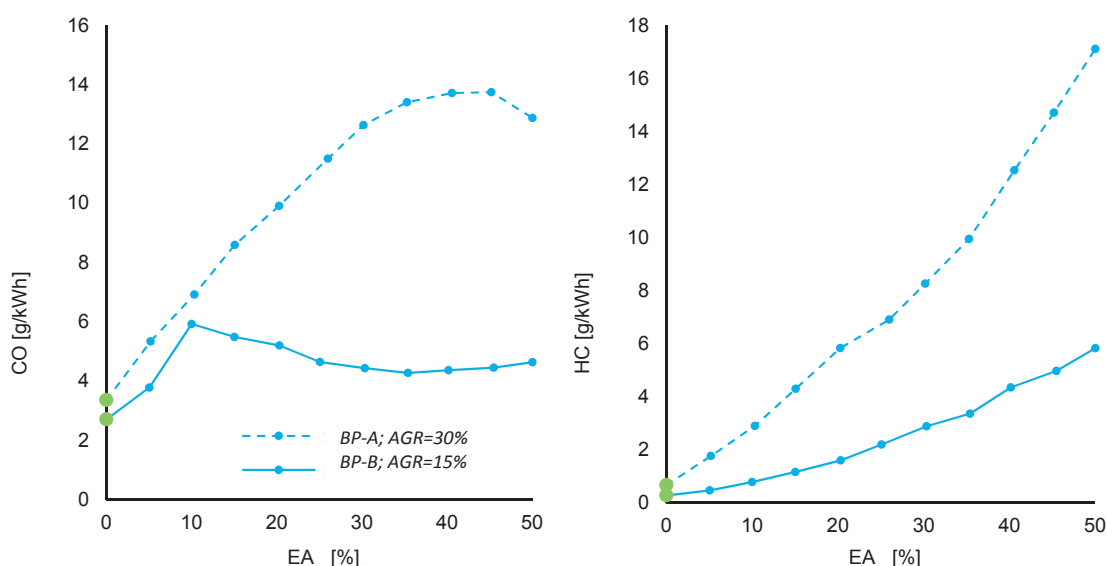


Abbildung 6.5: Spezifische CO- bzw. Spezifische HC-Emissionen im Dual-Fuel-Betrieb mit Methanol-Saugrohrreinspritzung sowie Diesel-Direkteinspritzung in *BP-B* und *BP-B* (EA-Variation)

Weiters soll erwähnt werden, dass die Abgasrückführtrate bei den verglichenen Lastpunkten nicht ident war, trotzdem kann der Unterschied qualitativ bewertet werden. Die AGR-Raten in beiden Lastpunkten wurden so gewählt, dass der Stickoxidgrenzwert eingehalten werden konnte.

Geräusch

Das Verbrennungsgeräusch, welches für die Gesamtgeräuschemission einer Verbrennungskraftmaschine hauptverantwortlich ist, steht in Zusammenhang mit dem Druckan-

stieg in der Verbrennung. Wie bereits in der Verbrennungscharakteristik erklärt wurde, kam es bei der Verwendung von Methanol zu einem schnelleren Druckanstieg (Abbildung 6.6). Die Geräuschanalyse wurde mit AVL CONCERTO durchgeführt. Diese Analyse diente zur Erkennung der Unterschiede in den Pegelwerten, nicht aber zur eindeutigen Erlangung von Dezibelwerten. Eine qualitative Beurteilung war im Zusammenhang mit der Druckanstiegsrate machbar.

Es wurde deutlich, dass unter der Verwendung von Methanol die Geräusentstehung zunahm. Ausgelöst durch den verlängerten Zündverzug, kam es zu einer abrupten Verbrennung mit hohen Druckanstiegsraten und somit starken Verbrennungsgeräuschen.

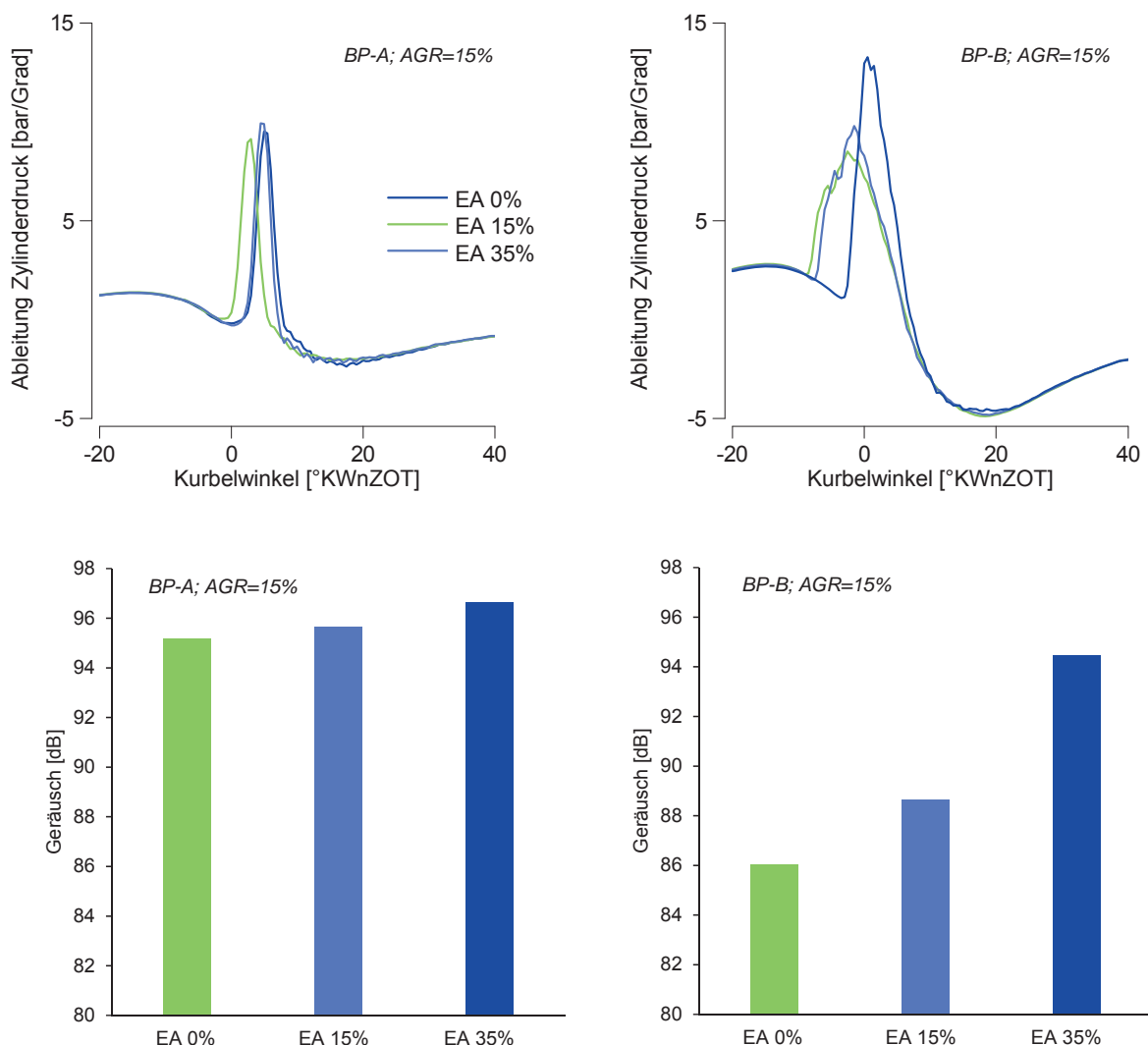


Abbildung 6.6: Ableitung des Zylinderdrucks (oben) bzw. Geräuschemission (unten) im Dual-Fuel-Betrieb mit Methanol-Saugrohreinspritzung sowie Diesel-Direkteinspritzung in BP-A (links) sowie BP-B (rechts) (EA-Variation)

7 Versuchsergebnisse Ethanol

7.1 Ethanol Saugrohreinspritzung

Verbrennungscharakteristik und Wirkungsgrad

Ethanol zeigte ähnliche Verbrennungseigenschaften wie Methanol, was auf die ähnlichen Stoffeigenschaften der beiden Alkohole zurückgeführt werden konnte. Trotzdem waren Unterschiede in den Messungen erkennbar. Die Cetanzahl von Ethanol liegt bei 8, was zwar sehr gering ist, aber trotzdem zu einem kürzeren Zündverzug als bei Methanol führen sollte. Weiters verfügt Ethanol über einen höheren Heizwert und einer geringeren Verdampfungsenthalpie.

Diese beiden Eigenschaften führten zu einer geringeren Abkühlung zum einen, aufgrund der geringeren zu verdampfenden Menge und zum anderen wegen der kleineren Wärmemenge, die zur Verdampfung notwendig war.

Der indizierte Wirkungsgrad verhielt sich ebenfalls ähnlich wie bei der Verwendung von Methanol. Eine Verringerung des Wirkungsgrades konnte bei *BP-A* mit zunehmender EA gemessen werden, während bei *BP-B* eine Zunahme des Wirkungsgrades festgestellt werden konnte [58], [59]. Eine Erhöhung des indizierten Wirkungsgrades um 1,5 Prozentpunkte konnte zwischen EA 0% und EA 50% gemessen werden.

In Abbildung 7.1 wird der Einfluss der Ethanolsaugrohreinspritzung auf die Verbrennung sichtbar. Der Zündverzug stieg in *BP-A*, sobald Ethanol eingebracht wurde, blieb dann aber beinahe gleich, sobald der EA erhöht wurde. In *BP-B* zeigte sich eine Verkürzung des Zündverzugs. Die Einspritzbeginn war im unteren Lastpunkt konstant bei -9 °KWnZOT und im oberen Lastpunkt musste der Einspritzbeginn angepasst werden, um AI50 konstant zu halten, dabei veränderte sich der Einspritzbeginn von -11 °KWnZOT bei reinem Diesel zu $-1,5 \text{ °KWnZOT}$ bei einem EA von 50%. Die Analyse des Zylinderdrucks zeigte ähnliche Unterschiede zwischen den Betriebspunkten. Während bei *BP-A* der Zylinderdruck unabhängig von EA gleich blieb und lediglich der Ort des Maximums verschoben wurde, zeigte sich bei *BP-B* eine deutliche Verringerung des Zylinderdrucks. Die Verschiebung des Zylinderdruckmaximums konnte bei *BP-B* ebenfalls festgestellt werden. Die Verbrennung mit Ethanol lief grundsätzlich schneller ab und entwickelte dadurch

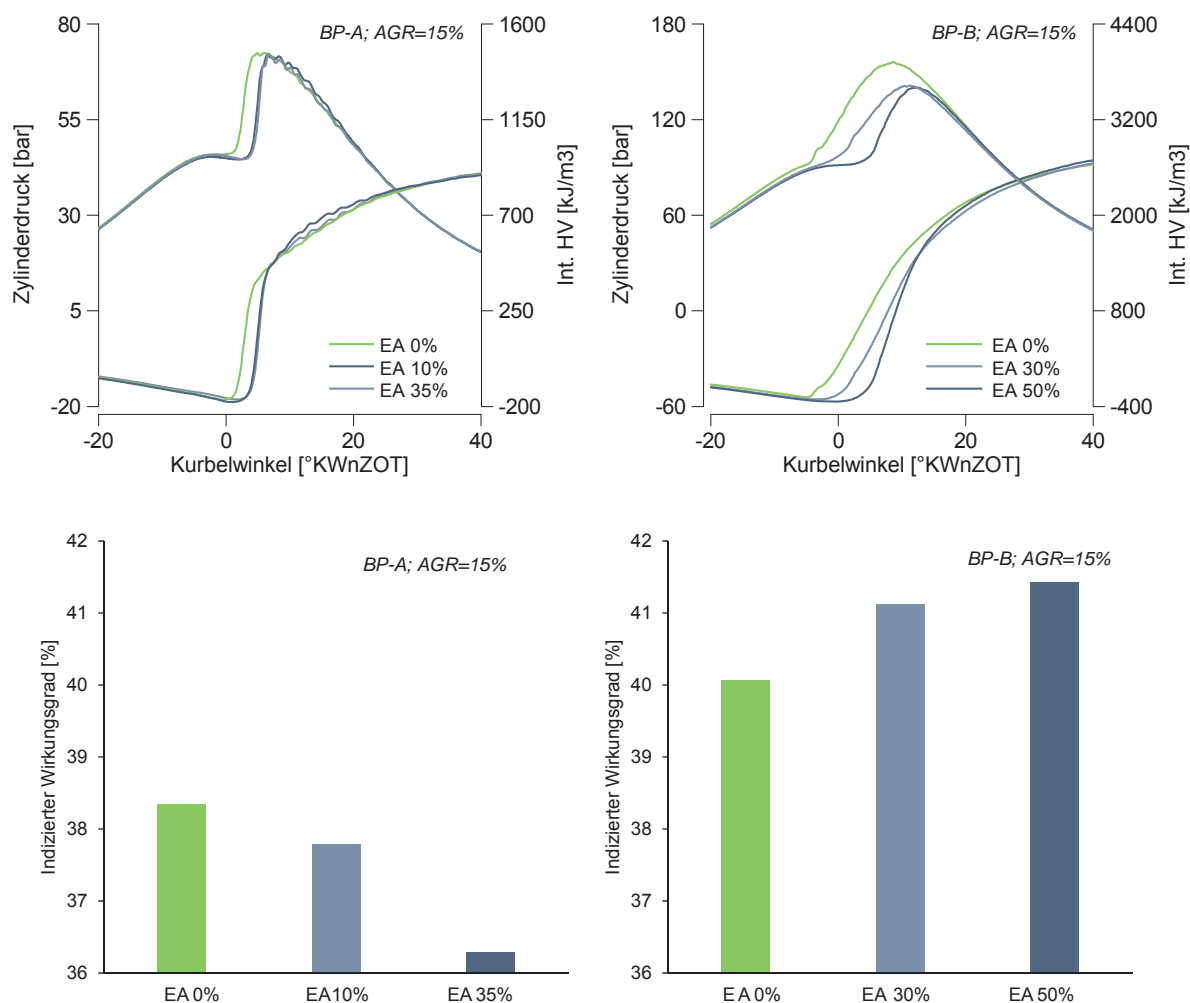


Abbildung 7.1: Zylinderdruck- und integrierter Heizverlauf (oben) sowie indizierter Wirkungsgrad (unten) bei Erhöhung des Energieanteils der Ethanol-Saugrohreinspritzung in *BP-A* (links) und *BP-B* (rechts)

höhere Wärmefreisetzungsraten. Die kurze Verbrennung führte zur Erhöhung des Wirkungsgrades im oberen Lastpunkt.

Partikel und Stickoxide

Alkoholtypisch war die Änderung des Ansaugtemperaturniveaus der Vorteil bei der Verwendung von Ethanol, wobei bei der Verdampfung im Saugrohr beide Alkohole für ähnliche Abkühlungsraten sorgten, obwohl sich deren eingespritztes Volumen unterschied.

In [Abbildung 7.2](#) wird der Konflikt zwischen Position des Umsatzpunktes und Wirkungsgrad dargestellt. Ethanol zeigte in *BP-B* mit einem EA von 40% ein Wirkungsgradoptimum bei einer Schwerpunktslage zwischen 3 und 10 °KWnZOT. Um den Stickoxidgrenzwert

einzuhalten und gleichzeitig den Wirkungsgrad auszunützen, war die Erhöhung der AGR-Rate nötig. Die hohe AGR-Verträglichkeit der Alkohole zeigte sich hier dadurch, dass der Wirkungsgrad bei einer Steigerung der AGR-Rate um 5% konstant blieb bzw. sogar leicht anstieg. Bei reinem Diesel zeigte sich unter den gleichen Betriebsparametern bereits ein starker Rußanstieg. Die Stickoxidemissionen bei einem EA von 40 % lagen bei beiden Betriebspunkten im Bereich von einem EA 0%.

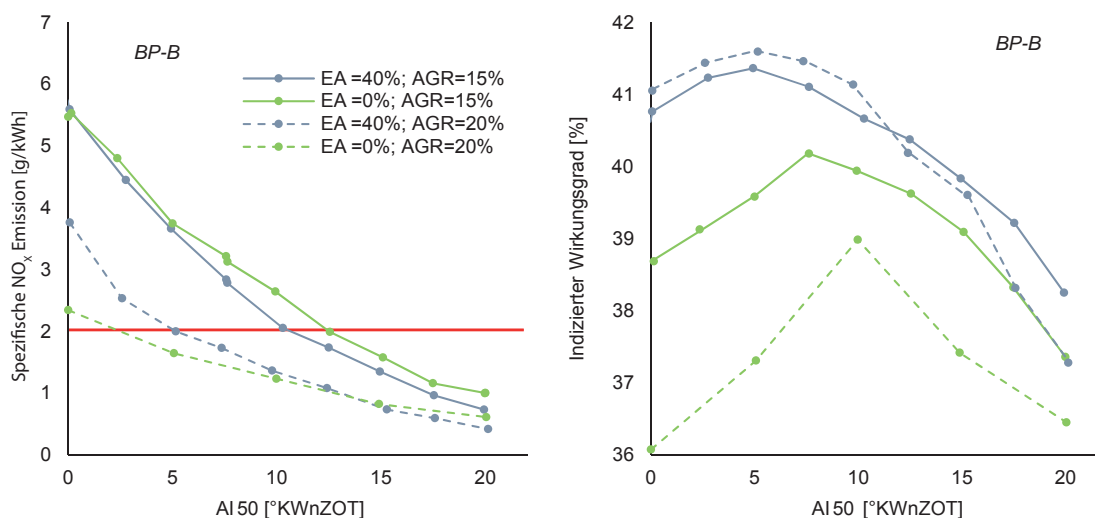


Abbildung 7.2: Spezifische Stickoxidemissionen sowie indizierter Wirkungsgrad im Dual-Fuel-Betrieb mit Ethanol-Saugrohreinspritzung (EA=40%) sowie Diesel-Direkteinspritzung bei Erhöhung der AGR-Rate (AI50-Variation)

Der Wirkungsgrad verschlechterte sich ausgelöst durch die unvollständige Verbrennung in *BP-A*, lag stets unter den reinen Dieselewerten und nahm mit Erhöhung von EA weiter ab. Die Stickoxide stiegen mit früher werdendem AI50, lagen aber gleichauf mit den reinen Dieselewerten.

Durch eine Variation der zurückgeführten Abgasmenge konnten Erkenntnisse über die höchst mögliche AGR-Rate bei akzeptablen Rußemissionen gewonnen werden. Die Homogenisierung der Ladung durch das im Saugrohr eingedühte Ethanol verringerte die Anzahl bzw. Größe der lokal fetten Zonen, in denen der Großteil des Rußes entstehen würde. Dieser Effekt und jener der kürzeren Moleküllängen führte zu einer geringeren Rußenstehung bei der Verwendung von Ethanol bei hohen AGR-Raten.

Abbildung 7.3 zeigt die Veränderung der Sootwerte bei steigender AGR-Rate in *BP-A* und einem EA von 35 %. Es zeigte sich, dass bis zu einer AGR-Rate von 25 % ähnliche Rußmengen wie bei reinem Diesetrieb erzeugt werden, jedoch stieg die Rußmenge

bei höheren AGR-Raten mit einem EA von 0 % stark an. Unter Verwendung von Ethanol konnte eine weitaus größere AGR-Rate verwendet werden.

Der Einfluss der Luftzahl auf die Rußmenge konnte ebenfalls gemessen werden, indem die AGR-Rate zum einen mit konstanter Luftzahl und zum anderen mit konstantem Saugrohrdruck variiert wurde. Die Sauerstoffmenge hatte unterschiedliche Einflüsse auf den Ethanolbetrieb und den Betrieb mit Diesel. Wie anzunehmen war, korrelierte die Rußmenge mit der Luftzahl bei Dieselbetrieb.

Wurde Ethanol der Verbrennung zugeführt, verhielt sich die Rußentstehung anders. Bis zu einer AGR-Rate von 30% waren die gemessenen Rußmengen annähernd ident, obwohl unterschiedliche Luftzahlen vorherrschten. Wurde die AGR-Rate weiter erhöht, stieg die Rußmenge mit konstanter Luftzahl mehr als bei konstantem Saugrohrdruck. Obwohl mehr Sauerstoff zur Rußoxidation vorhanden war als bei einem Betrieb mit konstantem Saugrohrdruck, stieg die Rußmenge.

Der höhere Saugrohrdruck wirkte sich negativ auf die Rußemissionen aus, da sich mehr Luftmasse im Zylinder befand. Dieser Massenzuwachs führte zu einer Senkung der Temperaturen im Brennraum. Der eingespritzte Diesel fand unter diesen kühleren Bedingungen keine optimalen Bedingungen zur späteren Rußoxidation vor und erzeugte mehr Ruß obwohl eine höhere Luftzahl vorherrschte. Somit ergaben sich bei einer niedrigeren Luftzahl mit höherer Brennraumtemperatur bessere Rußwerte als bei höherer Luftzahl mit kühlen Brennraumtemperaturen. Der Effekt der kühleren Ladung konnte in der Analyse der Abgastemperatur festgestellt werden, die bei einer AGR-Rate von 50% im Ethanolbetrieb um 45 °C niedriger war bei höherem Ladedruck.

Die Saugrohreindüsung von Ethanol in Kombination mit hohen AGR-Raten stellte sich als effiziente Möglichkeit heraus, um die Stickoxidproblematik in Kombination mit der Rußemission bedeutend zu minimieren. Hervorgerufen von der begrenzten Mischbarkeit der Alkohole in einem Dieselblend führte die Methode der Saugrohreinspritzung zum Vorteil einer hohen erreichbaren Ethanolenergiemenge in der Verbrennung.

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid

Ähnlich der Verbrennung mit Methanol zeigten sich bei der Verwendung von Ethanol die selben Trends. Sowohl die CO- als auch die HC-Konzentration stiegen mit der Erhöhung der zugeführten Alkoholmenge. Erneut konnte diese Eigenschaft mit der Saugrohrtemperatur beschrieben werden, die bei der Verwendung von Alkoholen sank. In Abbildung 7.4 sind sowohl die CO als auch die HC-Ergebnisse bei *BP-A* und *BP-B* dargestellt.

Wieder hatte die Motorlast entscheidenden Einfluss auf diese Emissionsbestandteile.

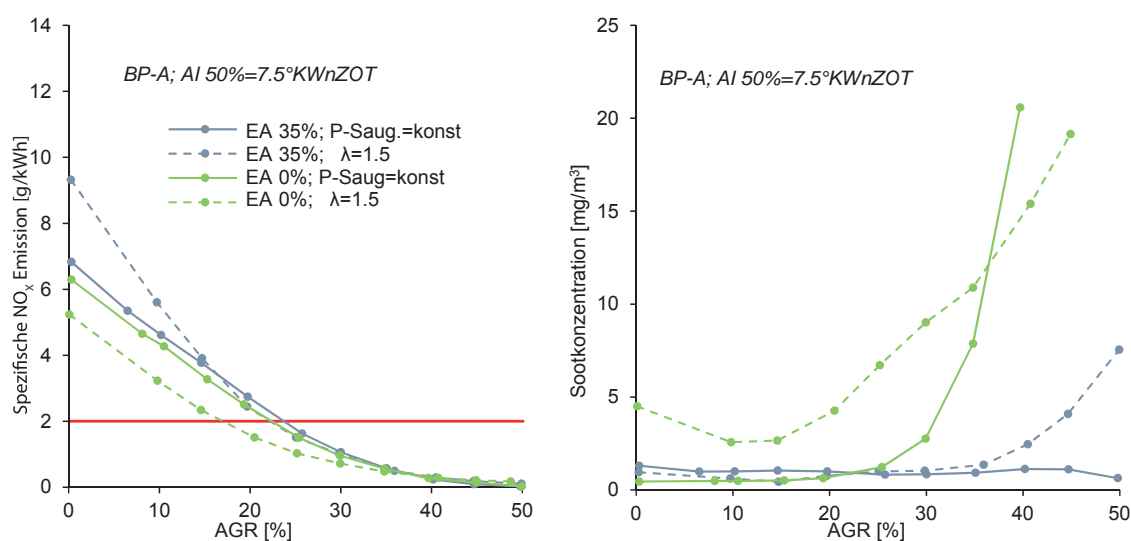


Abbildung 7.3: Spezifische Stickoxidemissionen sowie Sootkonzentration im Dual-Fuel-Betrieb mit Ethanol-Saugrohreinjection (EA=35%) sowie Diesel-Direkteinspritzung bei unterschiedlichen Abgasrückführstrategien (AGR-Variation)

Durch die höheren Temperaturen im Saugrohr konnte ein höherer Anteil an Ethanol verdampft werden und anschließend gasförmig in den Brennraum gelangen. Die Brennraumtemperatur stieg ebenfalls bei höherer Last, was gemeinsam zu einer vollständigeren Verbrennung führte.

Geräusch

Die Geräuschanalyse ergab ähnliche Ergebnisse wie bei Methanol, was auf den beschriebenen rasanten Druckanstieg bei der Verwendung von Alkohol zurückzuführen war. Erneut ist das Verbrennungsgeräusch in *BP-B* geringer, was wiederum von der verbesserten Aufbereitung und der längeren Verbrennung ausgelöst wurde.

Das Geräuschverhalten unter Verwendung von Ethanol erwies sich somit als ungünstiger als jenes des Dieselmotors, wobei hier gängige Maßnahmen wie Mehrfacheinspritzungen diese Nachteile weitestgehend auslöschen könnten.

7.2 Ethanol Direkteinspritzung

Die Direkteinspritzung des Blends war einerseits technisch leicht umsetzbar, erforderte jedoch bei einem Kraftstoffwechsel eine Spülung des gesamten Kraftstoffsystems.

Für die Direkteinspritzung wurde ein 10 Vol.% Ethanol Diesel Blend erstellt, welcher auf längere Zeit stabil war und somit für die vorherrschende Versuchsumgebung tauglich war.

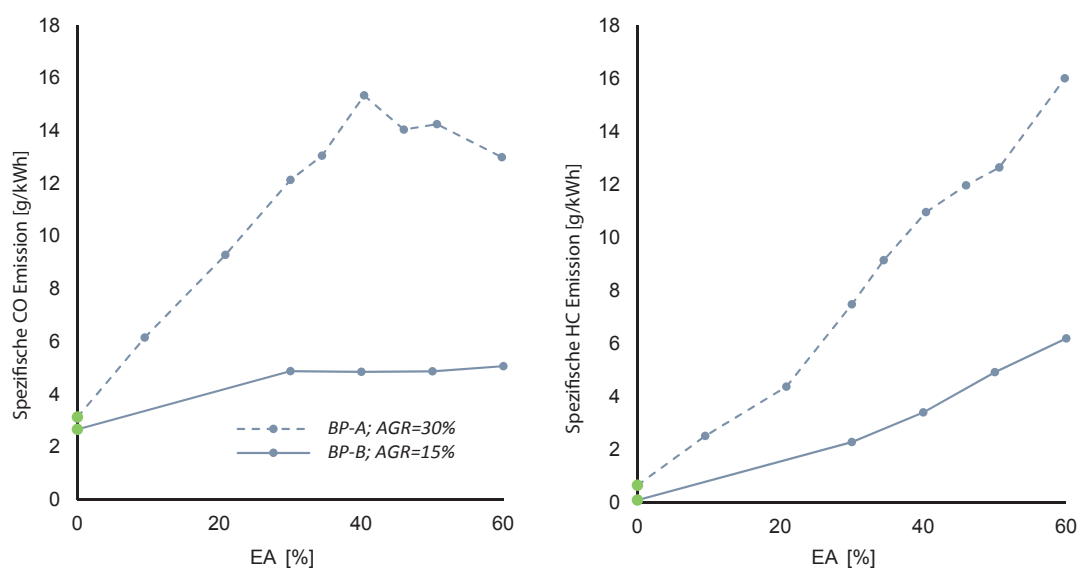


Abbildung 7.4: Spezifische CO- bzw. Spezifische HC-Emissionen im Dual-Fuel-Betrieb mit Ethanol-Saugrohreinspritzung sowie Diesel-Direkteinspritzung in *BP-B* und *BP-A* (EA-Variation)

Der Energiegehalt entsprach einem EA von 6% und lag somit weit unter den machbaren EA der Saugrohreinspritzung.

Wird Ethanol dem Basiskraftstoff CEC beigefügt, verringert sich zum einen der volumetrische Energiegehalt des Blends, dessen Cetanzahl sowie dessen Dichte. Der geringere Energiegehalt führte zu einer längeren Einspritzdauer, um den indizierten Mitteldruck konstant zu halten. Die geringere Cetanzahl erhöhte die Dauer des Zündverzugs und infolgedessen verschob sich die Verbrennung weiter in Richtung vorgemischter Verbrennung. Gleichzeitig konnte davon ausgegangen werden, dass die geringere Viskosität zu einer besseren Kraftstoffverteilung und Homogenisierung führte und aus diesem Grund ebenfalls die vorgemischte Verbrennung begünstigte.

Wie bereits bei der Saugrohreinbringung reagierte der untere Lastpunkt sensibler auf das vorhandene Ethanol in der Verbrennung. Erneut konnte hier die geringere Zylindertemperatur und die geringere Wandtemperatur als Problem bei der Ethanolverbrennung identifiziert werden. Sobald die Last höher war, konnten sowohl der Zündverzug als auch die Einflüsse auf den Zylinderdruck im Verhältnis zur reinen Dieselerverbrennung durch die höhere Zylindertemperatur kompensiert werden [60].

Aus Abbildung: 7.5 können die typischen Eigenschaften entnommen werden, die Ethanol in der Dieselerverbrennung auslöst. Zum einen wurde erneut die Einwirkung auf den Zündverzug genauer betrachtet, da sich dieser in Abhängigkeit vom 50 % Umsatzpunkt deutlich veränderte. In *BP-A* zeigte sich bei einem AI50 von 0°KWnZOT eine äußerst rasche

Energieumsetzung, welche durch das Ethanol weiter beschleunigt wurde. Der maximale Zylinderdruck bei einem EA von 6 % und die Steigrate des integrierten Heizverlaufs stiegen und ließen auf eine kürzere Brenndauer rückschließen.

Wurde der AI50 Richtung spät verschoben, ergab sich zunächst eine Verlängerung des Zündverzugs bei einem geringeren Maximum des Zylinderdrucks unter der Verwendung des Ethanolblends. Die Verbrennungsdauer war ebenfalls länger mit einem höheren Energieumsatzmaximum. Bei einer weiteren Verschiebung des Umsatzpunktes auf 20 °KWnZOT konnte ebenfalls ein Zündverzugsunterschied festgestellt werden, jedoch wird in Abbildung 7.5 nicht sichtbar, dass die Einspritzung verschoben werden musste, um den Vergleichswert des Umsatzpunktes konstant zu halten. Trotzdem wurde ersichtlich, dass sich die Verbrennungsmuster mit einer Verstellung des Umsatzpunktes Richtung spät zwischen reiner Diesel und Diesel-Ethanol-Verbrennung ähnlicher werden. Der Zündverzug nahm mit der Verschiebung des Umsatzpunktes drastisch zu und führte zu einer vollständigeren Aufbereitung des Ethanols, welches zu einer Verstärkung der vorgemischten Verbrennung führte.

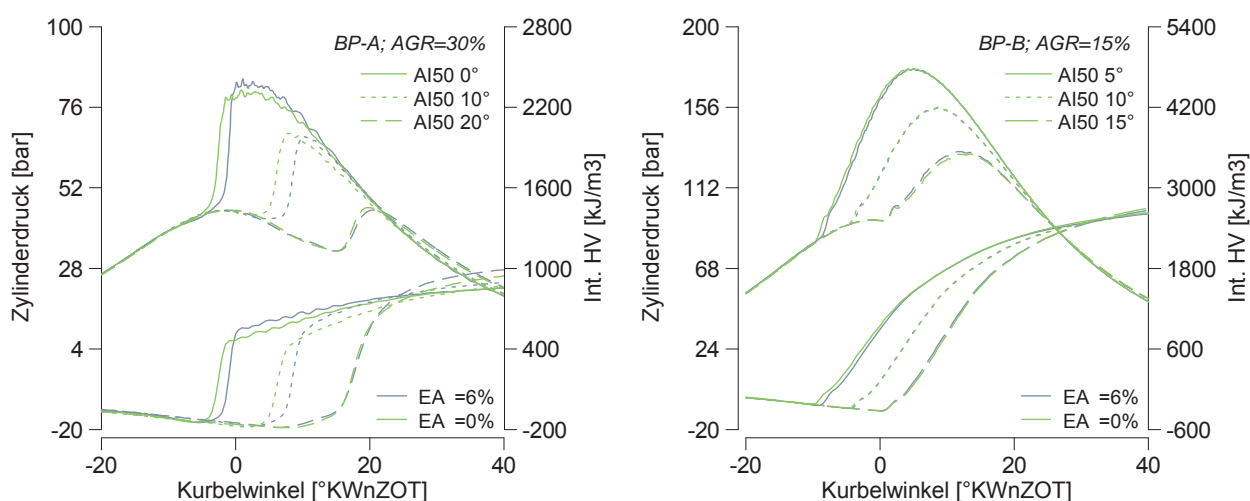


Abbildung 7.5: Zylinderdruck- und integrierter Heizverlauf bei Direkteinspritzung eines Diesel/Ethanol-Blends (EA=6%) (AI50-Variation)

Im Lastpunkt *BP-B* zeigte der geringe Anteil von Ethanol beinahe keine Einflüsse auf die Verbrennungscharakteristik. Durch die hohe Zylindertemperatur konnte der Blend optimal aufbereitet werden und die hohe Verdampfungswärme konnte durch die ohnehin hohen Temperaturen kompensiert werden.

7.3 Vergleich Saugrohr- und Direkteinspritzung von Ethanol

Im Vergleich der beiden Einbringungsvarianten zeigten sich kaum Unterschiede bei gleichem energetischen Anteil an Ethanol. Das zusätzliche Ethanol bewirkte sowohl bei der Saugrohrenbringung als auch im Blend ähnliche Veränderungen. Es konnte jedoch festgestellt werden, dass sich die Einbringung im Saugrohr bei der Aufbereitung des Alkohols besser eignete, da der Großteil des Ethanols bereits im Saugrohr verdampft wurde. Der Zündverzögerung konnte dadurch geringfügig verringert werden.

Der Wirkungsgrad konnte ausgelöst von der geringen Ethanolmenge im Blend nur geringfügig verändert werden. In *BP-B*, zeigte die Saugrohrenbringung einen beachtlichen Wirkungsgradanstieg von einem Prozentpunkt, jedoch war bei der Direkteinspritzung eine Verringerung des Wirkungsgrades festzustellen.

Bei der Betrachtung der Abgasemissionen ergab sich ein leichter Anstieg der Stickoxide. Die Unterschiede beliefen sich im Verhältnis zur reinen Dieseleinspritzung auf unter 0,3 g/kWh in *BP-B*. Bei der Betrachtung der Rußemissionen konnte durch den geringen Ethanolanteil kein messbarer Einfluss im hohen Lastpunkt erkannt werden, wohingegen im unteren Lastpunkt die Rußmenge halbiert werden konnte. Die unverbrannten Kohlenwasserstoffe und das Kohlenmonoxid stiegen mit der Verwendung des Blends deutlich an.

Die Einspritzung eines Blends brachte den Vorteil eines Bioanteils im Energieträger mit sich und ließ sich einfach in bereits bestehende Systeme integrieren. Hinsichtlich der Verbrennungsvorteile von Ethanol war jedoch ein höherer Anteil an Ethanol im Kraftstoff notwendig, welcher aktuell am besten durch eine Saugrohreinbringung des Alkohols bewerkstelligt werden kann. Trotzdem wird im weiteren Projektverlauf ein Blend mit einem EA von 12 % untersucht, um die Eigenschaften der Blendkomponente besser bewerten zu können.

8 Versuchsergebnisse DME

8.1 DME Saugrohreninblasung

Verbrennungscharakteristik und Wirkungsgrad

Aus den Stoffeigenschaften von Dimethylether ließen sich sowohl technische Randbedingungen für die Einbringung als auch Annahmen für die zu erwartende Verbrennung treffen. Der hohe Dampfdruck führte, um den Aufwand möglichst gering zu halten, zu einer gasförmigen Einbringung durch einen Gasinjektor in das Saugrohr.

Die bekannte Eigenschaft der zuvor analysierten Alkohole, eine hohe Verdampfungsenthalpie zu besitzen, konnten bei DME nicht ausgenützt werden, da hier die Wärme bereits im Tanksystem zugeführt werden musste, um den Kraftstoffdruck im System konstant zu halten.

Die Energiedichte von DME liegt bei 28,4 MJ/kg und somit 34 % unter jener von Diesel. Der interessanteste Stoffwert von DME bei der Verwendung im Dieselmotor ist jedoch dessen Cetanzahl, die bei 65 liegt. Diese positive Eigenschaft galt es möglichst effektiv auszunutzen, was sich jedoch bei einem Mischbetrieb mit einer teils homogenen Gemischbildung als unmöglich herausstellte.

Aus Abbildung 8.1 kann entnommen werden, dass DME im Brennraum zu einer äußerst frühen Oxidation führte. Die Verbrennung lief im Dualfuelbetrieb in drei Phasen ab, die sich klar voneinander abgrenzten und bei der Betrachtung des integrierten Heizverlaufs deutlich sichtbar wurden. Die Oxidationsreaktion startete mit der Niedertemperaturoxidation von DME, deren Lage sich abhängig vom Lastpunkt aber unabhängig vom Einspritzzeitpunkt veränderte. Die Intensität dieser ersten Reaktion stieg mit Erhöhung des EA. Kurz danach fand die zweite Stufe der Verbrennung statt, eine Hochtemperaturoxidation von DME durch eine vorgemischte Verbrennung. Dieser Teil der Verbrennung gewann mit Steigerung der DME-Menge ebenfalls an Intensität, gleichzeitig aber konnte eine Veränderung der Lage bei einer Erhöhung vom EA gemessen werden. Abschließend fand eine Diffusionsverbrennung von Diesel statt, welche jedoch von den Reaktionen davor entscheidend beeinflusst wurde.

Zusätzlich zeigte sich bei der Anhebung der DME-Menge eine Erhöhung des Zylinderdrucks und gleichzeitig der Zylindertemperatur. Durch das Einbringen von DME in den

Brennraum verkürzte sich der Zündverzug bei der Dieselverbrennung, da der eingespritzte Diesel eine höhere Temperatur vorfand.

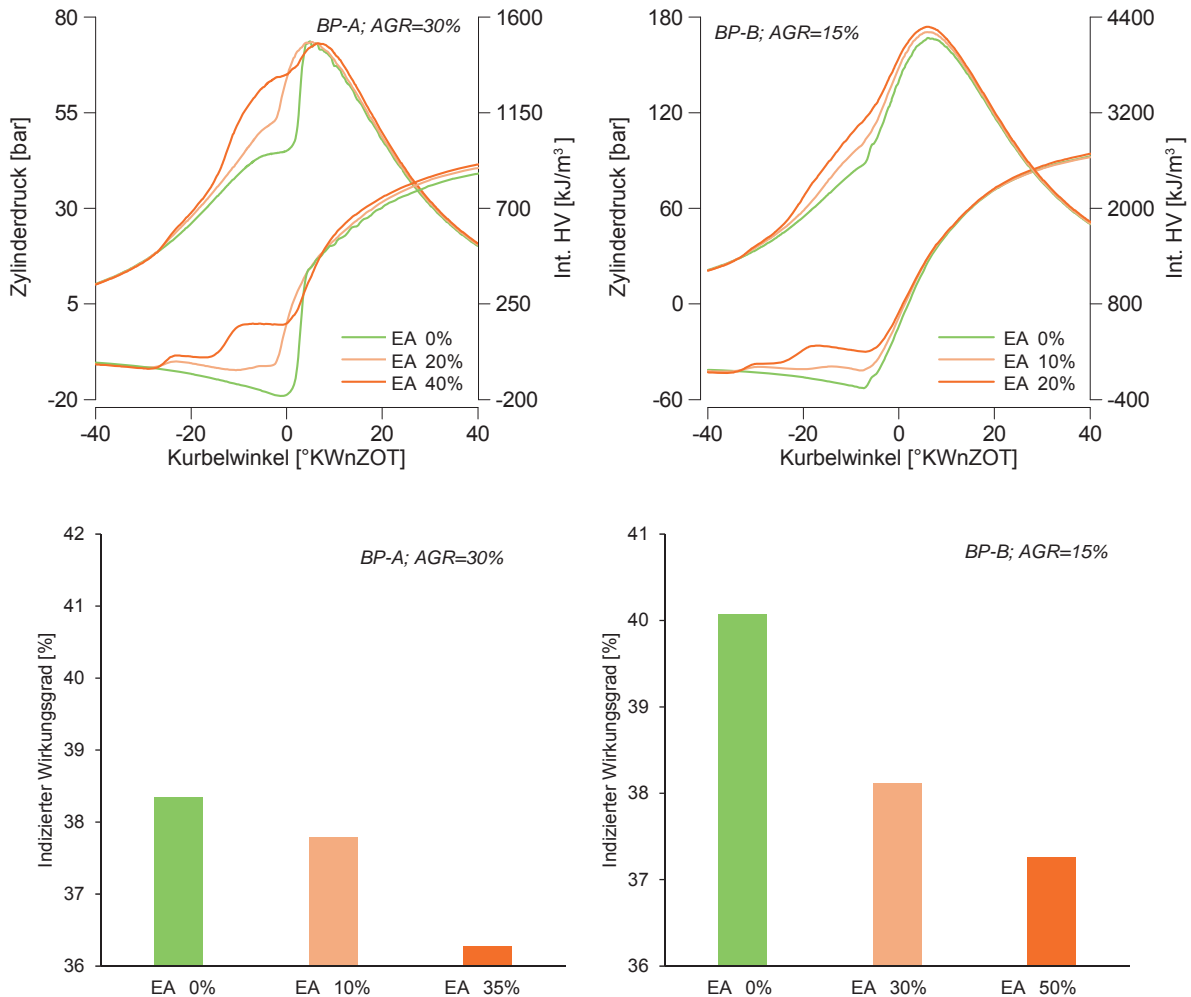


Abbildung 8.1: Zylinderdruck- und integrierter Heizverlauf (oben) sowie indizierter Wirkungsgrad (unten) bei Erhöhung des Energieanteils der DME-Saugrohreindüsung in *BP-A* (links) und *BP-B* (rechts)

Die Tatsache, dass die kalte vorgemischte Verbrennung von DME eine konstante Lage hatte, wirkte sich negativ auf den Wirkungsgrad aus, da die Verbrennung von DME wirkungsgradungünstig früh stattfand. Die hohe Cetanzahl führte zu dieser Problematik, da die Verbrennung zu früh begann und im Weiteren sehr schnell ablief. Die Methode der Einspritzung in das Saugrohr verminderte den Freiheitsgrad der Steuerung des Umsatzzschwerpunktes, da sich lediglich die CEC-Diffusionsverbrennung verschieben ließ. Diese Steuerung funktionierte bei DME nur indirekt und hatte eine Vergrößerung des Abstandes zwischen erster Verbrennungsstufe und der Dieselverbrennung zur Folge. Diese Sprei-

zung führte zu dem in Abbildung: 8.2 starken Wirkungsgradabfall bei der Verschiebung des AI50.

Partikel und Stickoxide

Um das Stickoxidminderungspotenzial ausloten zu können, wurden die spezifischen Stickoxidemissionen bei bestimmten EA und AGR-Raten mit dem indizierten Wirkungsgrad verglichen. Es zeigte sich, dass DME gegenüber Diesel keine Nachteile bei der Stickoxidbildung hat, obwohl von höheren Spitzendrücken und Spitzentemperaturen ausgegangen wurde. Als nachteilig stellte sich die geringe AGR-Verträglichkeit des DME Betriebs heraus.

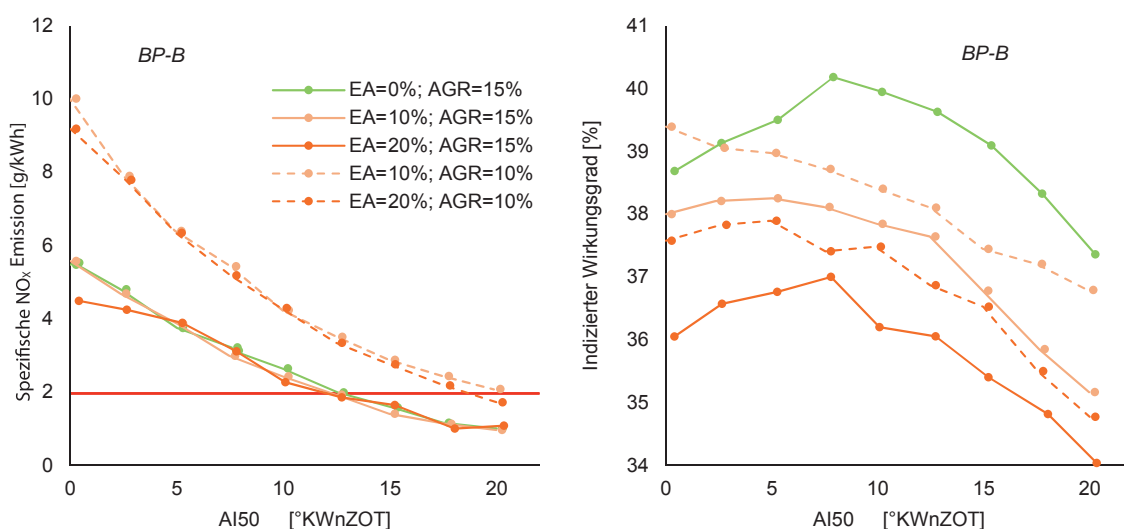


Abbildung 8.2: Spezifische Stickoxidemissionen sowie indizierter Wirkungsgrad im Dual-Fuel-Betrieb mit DME-Saugrohreindüsung sowie Diesel-Direkteinspritzung bei Erhöhung der AGR-Rate bzw. Erhöhung des EA-DME (AI50-Variation)

Aus Abbildung 8.2 kann entnommen werden, dass der Wirkungsgrad fiel, sobald DME eingedüst wurde. Darüber hinaus konnte eine weitere Abnahme des Wirkungsgrades bei einer Erhöhung der AGR-Rate festgestellt werden. Im Vergleich der Wirkungsgrade zeigte sich ein Optimum des 50 %-Umsatzpunktes bei 7,5 °KWnZOT. Hier verlor der indizierte Wirkungsgrad bei einem EA von 10 % bereits 2,1 Prozentpunkte gegenüber Energieanteil von 0 % bei gleicher AGR-Rate. Eine Erhöhung des EA um weitere 10 % führte zu einem Wirkungsgradnachteil von 3 Prozentpunkten.

Ausgelöst durch diese Erkenntnis wurde im Rahmen der Versuche die AGR-Rate verringert, um den Wirkungsgrad anzuheben. Dabei zeigte sich aber, dass diese Maßnahme zwar ein besseres Ergebnis brachte, jedoch trotzdem den Dieselwert nicht erreichte und gleichzeitig hohe Stickoxidemissionen mit sich brachte.

Diese Nachteile konnten bei beiden Lastpunkten festgestellt werden. Somit bestätigte sich die Annahme aus der Analyse der Brennverläufe, bei der von einer Verringerung des Wirkungsgrades ausgegangen wurde, da die Verbrennung zu lange andauert.

Betreffend der Stickoxidemissionen konnte gegenüber reinem Dieselpetrieb ein Nachteil festgestellt werden, da bei einem wirkungsgradgünstigen Betrieb die AGR-Rate gesenkt werden musste. Trotzdem konnte bei gleichen AGR Raten kaum Unterschiede in den entstandenen Stickoxidemengen festgestellt werden. Dies galt zusätzlich bei einer Erhöhung des EA, der die Stickoxidbildung kaum beeinflusste.

Die Rußeigenschaften bei der Verwendung von DME waren in hohem Maße von der Einbringung abhängig. Wie oben beschrieben, kam es zu einer sehr frühen Selbstzündung des DME bei der Verwendung einer Saugrohreindüsung in Kombination mit der Dieseldirekteinspritzung. Wenngleich DME selbst rußfrei verbrennen konnte, führte die frühe Oxidation zu einem sehr frühen Sauerstoffverbrauch im Brennraum. Dieses Phänomen führte dazu, dass für die spätere Dieseldiffusionsverbrennung wenig Sauerstoff zurückblieb und dieser infolgedessen mit sehr fetten Zonen verbrannte. Diese Eigenschaft konnte als interne AGR beschrieben werden, welche in Abhängigkeit von der DME Menge und von der Lage des AI50 beeinflusst werden konnte. Zusätzlich kann von einer Erhöhung der Rußmenge durch Pyrolyse ausgegangen werden. Der Dieselstrahl findet zum Einspritzzeitpunkt sehr hohe Temperaturen vor, die von der frühen Reaktion von DME erzeugt wurden. Diese Erkenntnis steht im Gegensatz zu den Untersuchungen von Yuwei et al. [61] welche eine Rußminderung mit Erhöhung des EA feststellten, bei einem gleichartigen Versuchsaufbau.

Aus Abbildung 8.3 kann entnommen werden, dass DME durch dessen Verbrennungseigenschaften in Kombination mit Diesel zu einer Erhöhung des Rußniveaus im Vergleich zu reinem Diesel führte. Der zusätzliche Einsatz einer externen Abgasrückführung, der zur Reduktion der Stickoxide notwendig wurde, erhöhte die Rußmenge erneut. Bei einer AGR Rate von 40 % wurde die bereits hohe Rußkonzentration von Diesel um das 4-6fache übertroffen.

Der Effekt der DME internen Abgasrückführung konnte bei deaktivierter externer AGR beobachtet werden. Es zeigte sich ein 5-10fach höherer Soot Wert bei EA 35 % in *BP-A*. Der Betrieb mit konstanter Luftzahl zeigte, dass schon bei einem Luftzahlwert von 1,4 zu wenig Sauerstoff zur Oxidation des Rußes vorhanden war. Bei einer Luftzahl von 2 konnte noch ein akzeptabler Wert von 2 mg/m^3 , der im Bereich des Dieselniveaus lag, gehalten werden. Obwohl die Luftzahl jener der Dieserversuche entspricht, verbrannte der Diesel

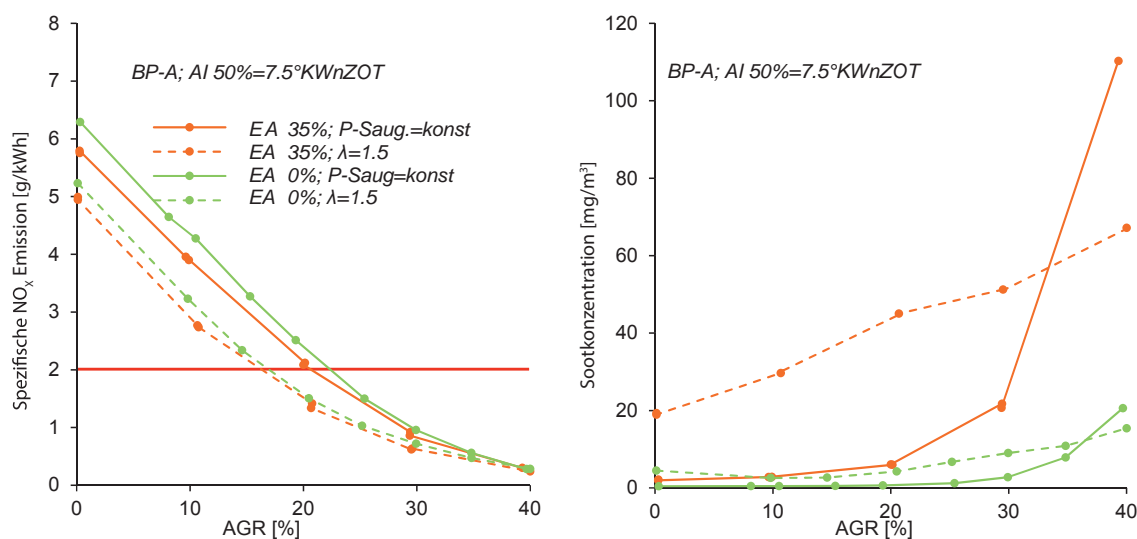


Abbildung 8.3: Spezifische Stickoxidemissionen sowie Sootkonzentration im Dual-Fuel-Betrieb mit DME-Saugrohrreindüsung (EA=35%) sowie Diesel-Direkteinspritzung bei unterschiedlichen Abgasrückführstrategien (AGR-Variation)

in Kombination mit DME unter lokalem Luftmangel. Die positiven Eigenschaften des Sauerstoffes im DME-Molekül konnten die zu frühe Oxidation nicht kompensieren, was im Gegensatz zur vorliegenden Literatur liegt [62], welche von einer Senkung des Rußes ausgeht.

Im Rahmen der Messungen stellte sich heraus, dass die Saugrohrreinbringung des Zusatzkraftstoffes DME im Dual Fuel Betrieb mit einer Dieseldirekteinspritzung nachteilig ist. Zwar konnten die Stickoxidemissionen auf einem Dieselniveau gehalten werden, jedoch waren die Rußemissionen nicht ausreichend steuerbar. Aus diesem Grund lag es nahe, eine Direkteinspritzung eines DME/Dieselsblends zu untersuchen, zumal DME mit Diesel mischbar ist. Der notwendige Umbau des Prüfträgers lag außerhalb des Zeithorizonts dieser Arbeit und sollte zu einem späteren Zeitpunkt im Rahmen des Forschungsprojekts durchgeführt werden.

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid

Ausgelöst durch die unvollständige Verbrennung in Zonen des Brennraums, welche von der Flamme nicht optimal erreicht wurden, ergaben sich sowohl bei den unverbrannten Kohlenwasserstoffen als auch bei den Kohlenmonoxidemissionen Anstiege mit der Einbringung von DME.

In Abbildung 8.4 wird der Anstieg der HC- und CO-Emissionen ersichtlich. Der klare Unterschied zwischen *BP-A* und *BP-B* ließ sich auf die unterschiedlichen AGR-Raten zu-

rückführen. Eine Erhöhung der zurückgeführten Abgasmasse ging mit einer Verringerung der Brennraumtemperatur einher, was zur Folge hatte, dass eine Oxidation der Schadstoffe erschwert wurde. Die Aufladung führte bereits zu einer um 30 °C höheren Temperatur im Saugrohr. Zusätzlich führte die höhere Last in Zusammenhang mit einer geringeren AGR-Rate in *BP-B* zu einer um 200 °C höheren Abgastemperatur und damit zu einer besseren Umgebung für die Verbrennung und Oxidation der Schadstoffe.

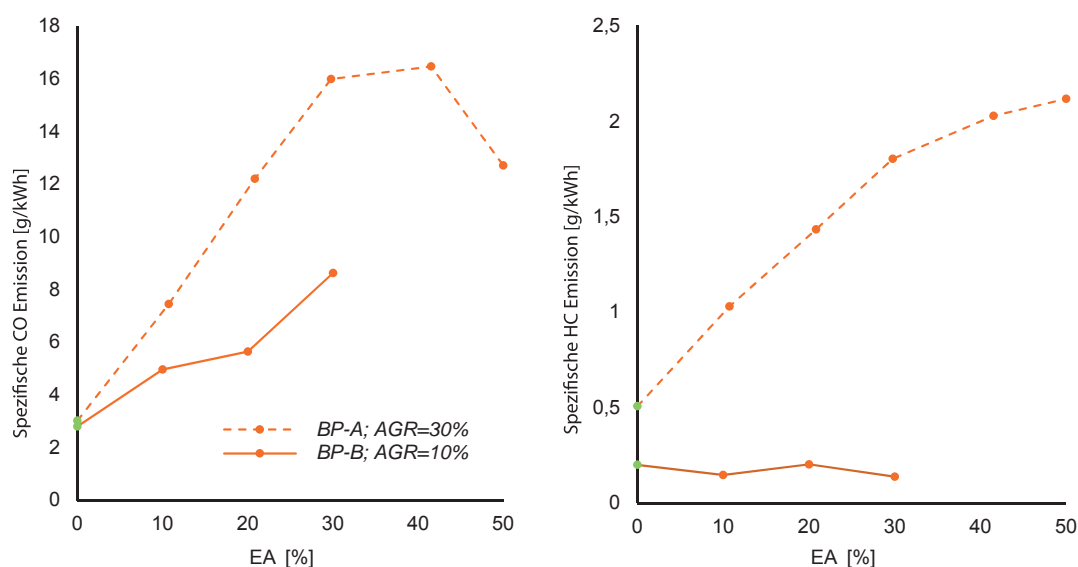


Abbildung 8.4: Spezifische CO- bzw. Spezifische HC-Emissionen im Dual-Fuel-Betrieb mit DME-Saugrohreinjection sowie Diesel-Direkteinspritzung in *BP-A* und *BP-B* (EA-Variation)

Als wichtiger zu beachtender Bestandteil der unverbrannten Kohlenwasserstoffe galt die Methanemission [30], [33]. Unter Zuhilfenahme der Katalysatorfunktion des FID-Messgerätes konnten Aussagen über die Methanbildung gemacht werden. Im Gegensatz zur Literatur konnten jedoch keine nennenswerten Erhöhungen der Methanemissionen festgestellt werden, da die Versuche im überstöchiometrischen Bereich lagen. Sowohl bei einer Variation der AGR-Rate als auch bei unterschiedlichen Einspritzzeitpunkten bei unterschiedlichen EA blieben die Werte stets unter der Nachweisgrenze, aufgrund der hohen verfügbaren Sauerstoffmenge. Hier würden Versuche bei Luftzahlen um 1 und darunter aussagekräftigere Ergebnisse liefern.

Geräusch

Ausgelöst durch den geringen Zündverzug (Verzug zwischen Deseleinspritzbeginn und Start der Hochtemperaturreaktion bei der Verwendung von DME verringerte sich der An-

stieg des Heizverlaufs der vorgemischten Dieselerbrennung und zusätzlich verbesserten sich die Bedingungen für die Diffusionsverbrennung. Durch die frühe Oxidation in der Niedertemperaturreaktion stieg die Temperatur im Brennraum und der eingespritzte Diesel kam zu einer früheren Zündung. Der Zündverzug verringerte sich bei einem EA von 40 % um 30 % im Vergleich zu einem EA von 0 %. Dies wirkte sich außerordentlich gut auf die Geräuschentwicklung der Verbrennung aus, da wie in Abbildung 8.5 ersichtlich wird, die maximale Steigrate bei der Dieselerbrennung stark gesenkt wurde.

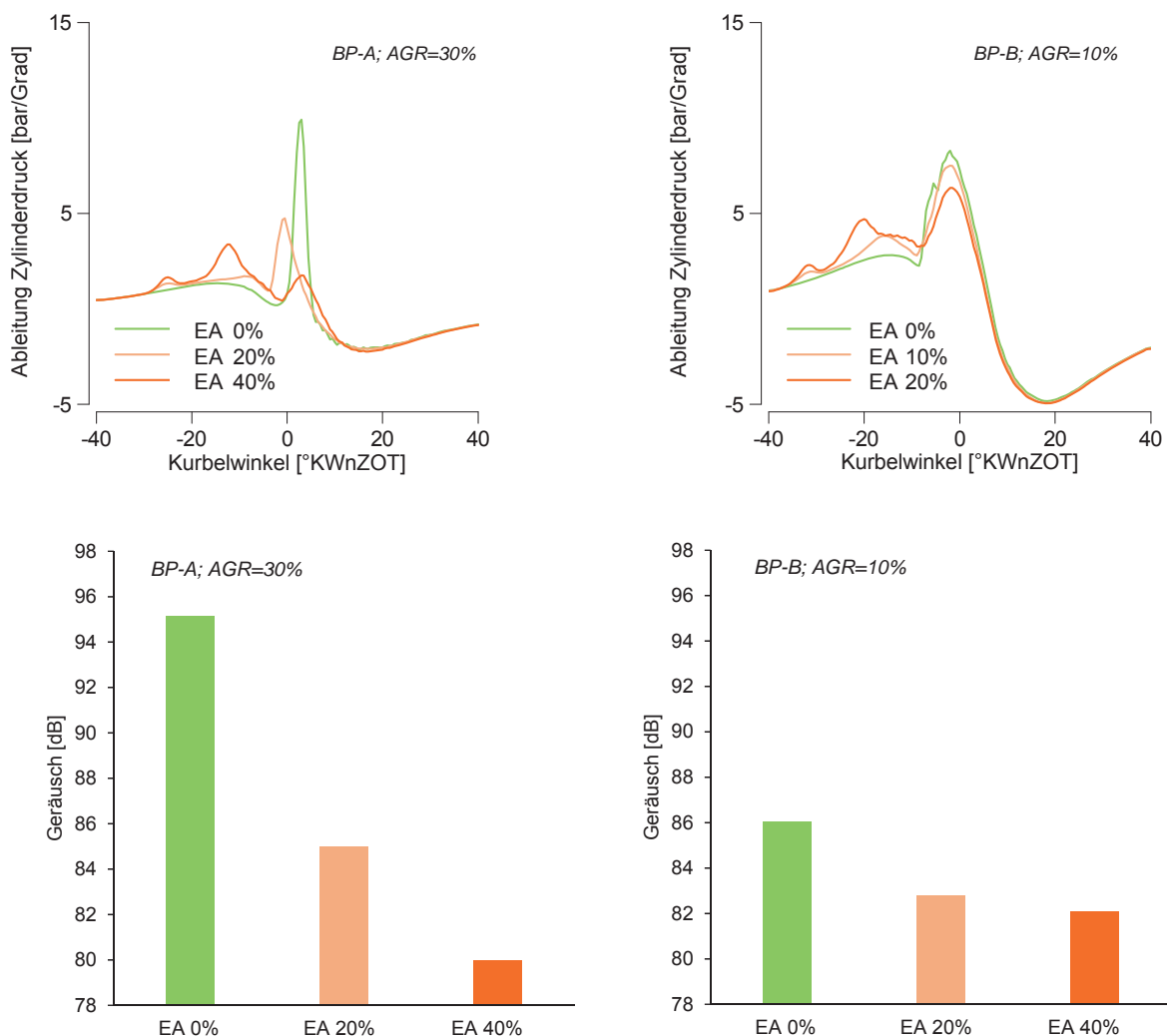


Abbildung 8.5: Ableitung des Zylinderdrucks (oben) bzw. Geräuschemission (unten) im Dual-Fuel-Betrieb mit DME-Saugrohrreindüsung sowie Diesel-Direkteinspritzung in BP-A (links) sowie BP-B (rechts) (EA-Variation)

9 Versuchsergebnisse OME1

9.1 OME1 Direkteinspritzung

Verbrennungscharakteristik und Wirkungsgrad

OME1 ist zwar uneingeschränkt mit Diesel mischbar, jedoch sollte im Zuge dieses Forschungsprojekts das maximal mögliche Potential der Kraftstoffe ermittelt werden, was zu einer reinen Einspritzung über das Hochdrucksystem führte.

Die Cetanzahl von OME1a wurde durch eine Additivierung angehoben, um eine bessere Vergleichsbasis mit Diesel zu schaffen. Zusätzlich half die Additivierung die Schmierfähigkeit des Treibstoffes zu verbessern, um das Hochdrucksystem zu schonen [15].

Bei der Diskussion der Verbrennungseigenschaften wurde eine getrennte Betrachtung der Betriebspunkte erforderlich. Da der Vergleich zur Dieselerverbrennung angestellt wurde, war es wichtig, besonderes Augenmerk auf die Einspritzdauer zu legen, welche sich bei OME1a, als Folge der geringeren Energiedichte, drastisch erhöhte. In *BP-B* verlängerte sich die Dauer der Einspritzung um 100 %, was sich auf den Verlauf der Verbrennung auswirkte. Der Zündverzug von OME1a war geringfügig höher als der bei Diesel gemessene, was sich auf die geringere CZ von OME1a zurückführen ließ. Dieser Unterschied konnte im unteren Lastpunkt gut beobachtet werden, da hier die Verlängerung der Einspritzdauer geringer war als in *BP-B*.

Das Verhalten des Zylinderdrucks ist aufgrund der ähnlichen Eigenschaften der Kraftstoffe beinahe ident (Abbildung 9.1), was eine Substitution von Diesel ermöglicht. In beiden Lastpunkten waren die Spitzendrücke auf gleichem Niveau, lediglich bei der Analyse des integrierten Heizverlaufs konnten Unterschiede ausgemacht werden. OME1a verbrannte in *BP-A* schneller, da eine bessere Aufbereitung im Brennraum möglich war. Der OME1a-Spray hatte im Vergleich zum Diesel-Spray den Vorteil, besser aufzubrechen, was zum einen durch den geringen Siedepunkt und zum anderen von der geringeren Viskosität des OME1a ausgelöst wurde. Zusätzlich zeigte sich, dass die OME1a-Verbrennung einen größeren Anteil an diffusionsgesteuerter Verbrennung aufwies, was auch K. Gaukel und D. Pelerin et al. [33] feststellten. Obwohl dies auf eine Verlängerung der Brenndauer hindeutete, zeigte der integrierte Heizverlauf eine schnellere Umsetzung des Kraftstoffes

beim OME1a-Betrieb.

Bei höheren Lasten konnte zwar ebenfalls von einer besseren Sprayverdampfung ausgegangen werden, trotzdem überwog der Einfluss der langen Einspritzung. Dieses große Zeitfenster, in dem Kraftstoff eingebracht wurde, verlängerte die Dauer der gesamten Verbrennung und führte somit zu einer sehr späten Diffusionsverbrennung, die sich negativ auf den Brennverlauf auswirkte.

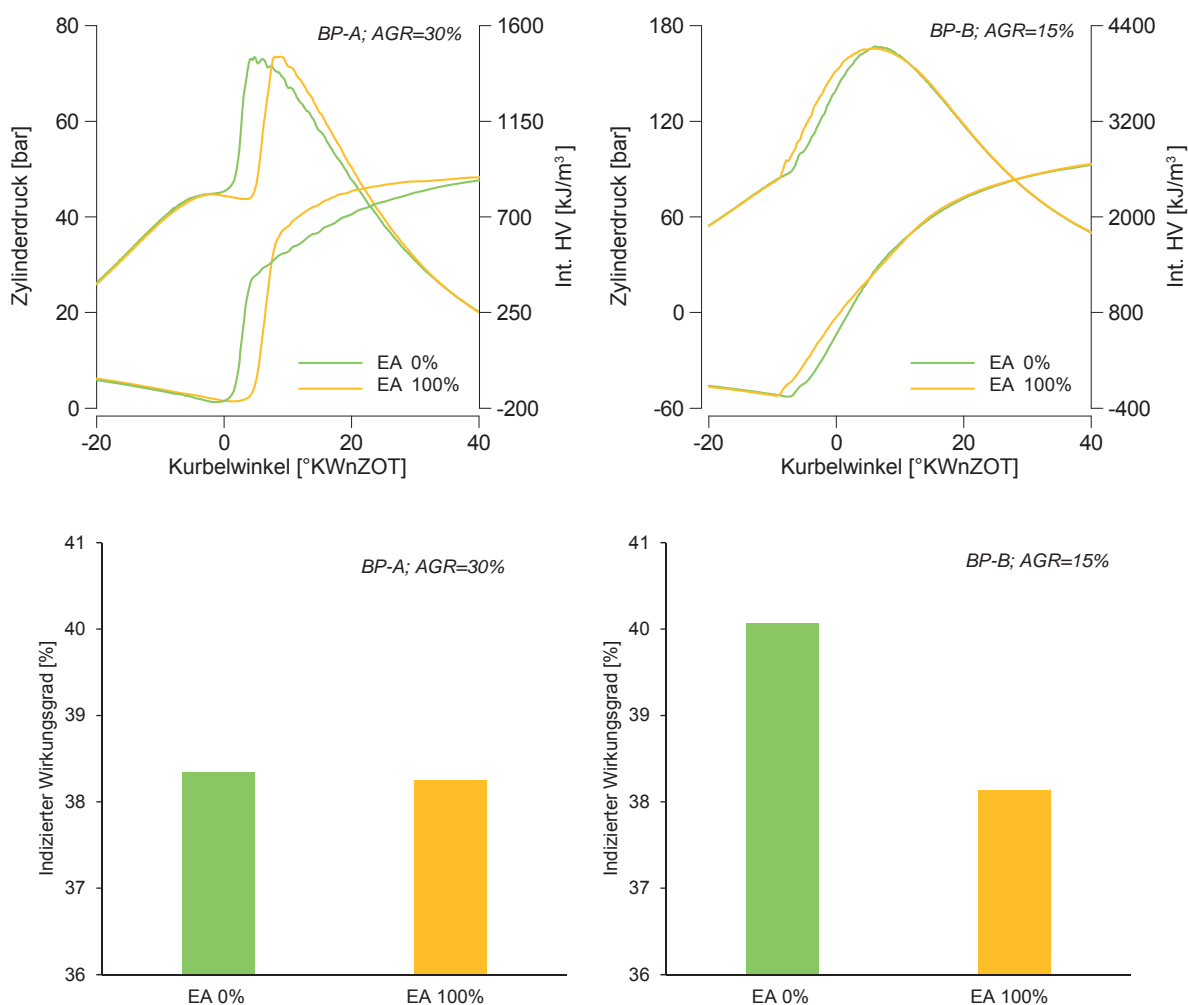


Abbildung 9.1: Zylinderdruck- und integrierter Heizverlauf (oben) sowie indizierter Wirkungsgrad (unten) bei OME1a sowie Diesel-Direkteinspritzung in *BP-A* (links) und *BP-B* (rechts)

Bei der Auswertung der Wirkungsgrade zeigte sich in *BP-A* eine vergleichbare Effizienz der beiden Energieträger mit einem indizierten Wirkungsgrad von 38,8 % bei Diesel und 38,3 % bei OME1a. Der Wirkungsgradnachteil von 1,9 Prozentpunkten in *BP-B* konnte auf die im Vergleich zu Diesel längere und verschleppte Verbrennung zurückgeführt werden. Im weiteren Projektverlauf konnte eine Kompensation der durch die verlängerte

Einspritzdauer Wirkungsgradnachteile nachgewiesen werden. Durch die Anhebung des Einspritzdruckes konnten in kürzerer Zeit größere OME1a-Mengen eingebracht werden, um auf ähnliche Einspritzzeiten wie bei Diesel zu gelangen.

Partikel und Stickoxid

Die Stickoxidentstehung in der OME1a-Verbrennung war aufgrund des sich gleichenden Brennverlaufs von OME1a und Diesel ebenfalls auf einem ähnlichen Niveau, ersichtlich in Abbildung 9.2. Grundsätzlich sollte sich durch die geringere CZ von OME1a eine größere Menge an homogenem Gemisch bilden, welches rasch verbrennt und somit die Spitzentemperatur im Vergleich zu Diesel erhöht. Dieser Effekt konnte jedoch nicht beobachtet werden, darüber hinaus stellte sich ein beinahe identes Niveau an Stickoxiden im Verhältnis zu Diesel ein.

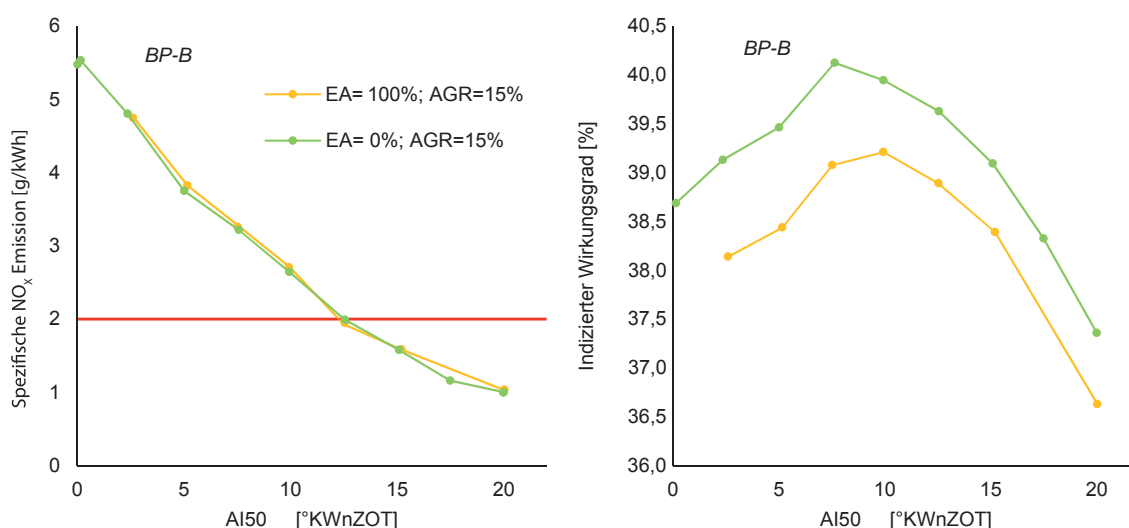


Abbildung 9.2: Spezifische Stickoxidemissionen sowie indizierter Wirkungsgrad bei OME1a- sowie Diesel-Direkteinspritzung (AI50-Variation)

Als weitaus interessanter konnte der Zusammenhang der Stickoxide und der Partikel ausgemacht werden. Hier zeigte OME1a unabhängig von der AGR-Rate eine kaum nachweisbare Partikelkonzentration im Abgas ([63] vergleichbar mit Literatur). Dies hatte mehrere Gründe und erhöhte das Potential von OME1a als Dieseleratzkraftstoff. Die geringe Rußentstehung ließ sich auf das Ausbleiben von C-C-Verbindungen zurückführen. Hier konnte die Additivierung ebenfalls überzeugen, da anfänglich von einer Erhöhung des Rußes im Abgas ausgegangen wurde, da beide Additive längere Kohlenstoffmoleküle in sich trugen. Zusätzlich wirkte sich der Sauerstoff im OME1 Molekül positiv auf die Rußoxidation während der Verbrennung aus.

Bemerkenswert war ebenfalls die geringe Rußkonzentration im Abgas bei hohen AGR-Raten (Abbildung 9.3). Diese Eigenschaft würde einen Betrieb erlauben, der sowohl Stickoxide als auch Ruß im Abgas unter derzeitig vorherrschende Abgaslimits hält, ohne auf komplexe Abgassysteme zurückzugreifen zu müssen.

Im Rahmen der Versuche stellte sich heraus, dass die Rußkonzentration in hohem Maße von der Reinheit des Treibstoffes abhängig ist. Wurde nur ein geringer Rest an Dieseldieselkraftstoff in den Treibstoffleitungen hinterlassen, zeigte sich sofort ein erheblicher Anstieg des Rußes im Abgas. Dies führte zu dem Schluss, dass OME1a in seiner Reinform zwar sehr rußarm verbrennt, jedoch würde in einem Blend zwischen Diesel und OME1a der Ruß/NO_x-TradeOff nicht aufgehoben werden. Die motorischen Untersuchungen eines Blends sind ein Bestandteil im weiteren Projektverlauf.

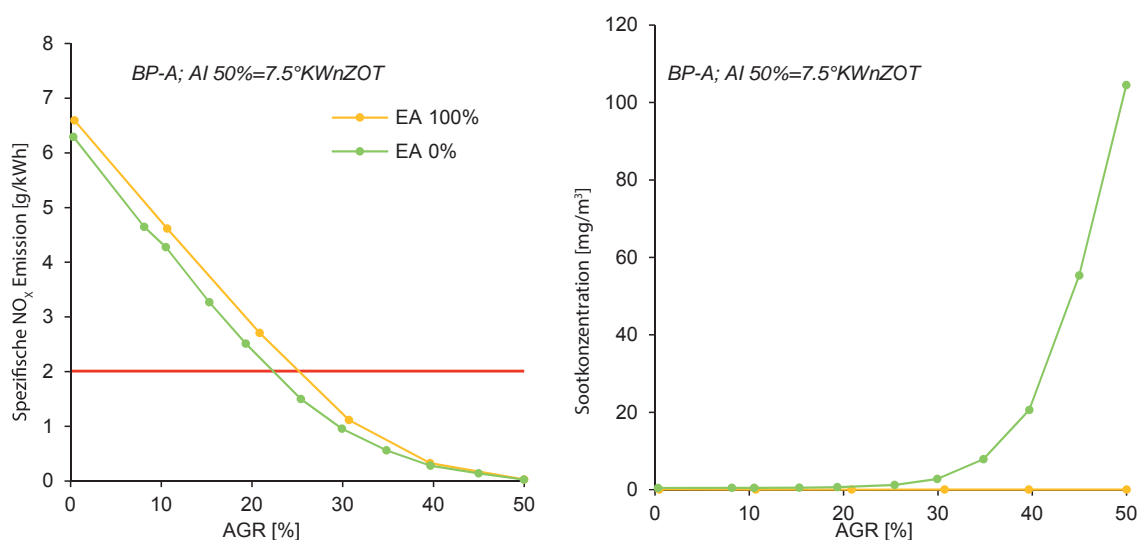


Abbildung 9.3: Spezifische Stickoxidemissionen sowie Sootkonzentration bei OME1a- sowie Diesel-Direkteinspritzung (AGR-Variation)

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid

Generell war die HC-Konzentration im Abgas ein Indikator für die Vollständigkeit der Verbrennung. Im Gegensatz zu den zuvor analysierten Kraftstoffen wurde OME1a lediglich in seiner Reinform in den Versuchsträger eingebracht. Aus diesem Grund wurde hier auf die Abhängigkeit der HC- bzw. CO-Konzentrationen von der AGR-Rate näher eingegangen.

Als kritischer Lastpunkt stellte sich, wie zu erwarten, der Betriebspunkt mit niedriger Last heraus. Die geringen Verbrennungstemperaturen führten in Relation zu *BP-B* zu einer Erhöhung beider Schadstoffe, da die Oxidation der Treibstoffe nicht vollständig stattfand.

OME1a zeigte durchwegs geringere CO- bzw.- HC-Emissionen (Abbildung 9.4), was auf die bessere Gemischaufbereitung als Folge der niedrigeren Siedetemperatur von OME1a schließen ließ. Die höhere Verdampfungsenthalpie von OME1a wirkte sich somit weniger auf die Verbrennung aus als die Tatsache, dass OME1a vollständiger verbrannte. Zusätzlich konnte wie bei der Rußkonzentration der geringere Einfluss des rückgeführten Abgases beobachtet werden. Während bei Diesel in einem Betrieb mit 50% AGR die Temperaturen so niedrig waren, dass der Betrieb zu nicht verarbeitbaren Mengen an Emissionen führte, zeigte OME1a auch hier ein 30-50 %-iges Emissionsminderungspotential. Bei AGR-Raten von unter 40 % zeigte sich zwischen Diesel und OME1a ein ähnliches HC- bzw. CO-Niveau, was wiederum auf die Ähnlichkeit der beiden Kraftstoffe zurückgeführt werden konnte.

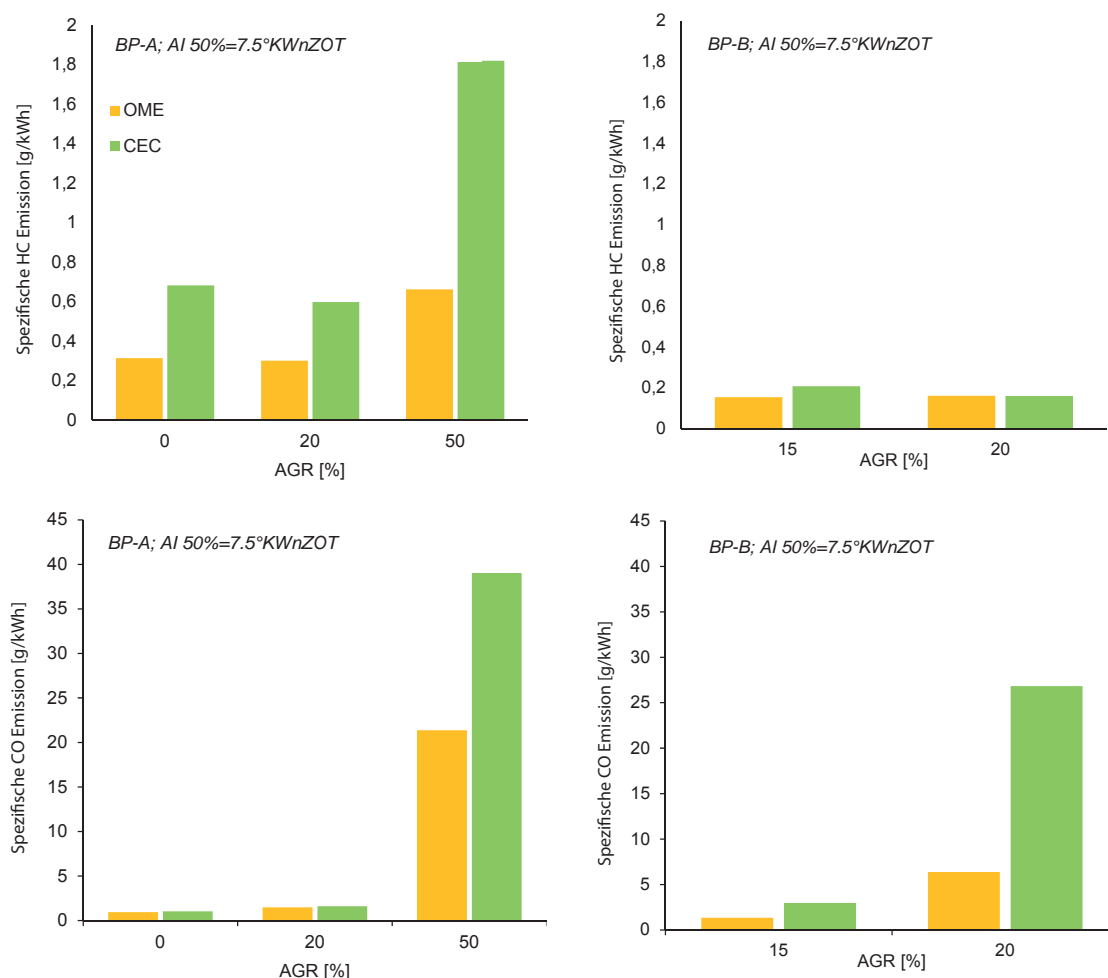


Abbildung 9.4: Spezifische HC-Emissionen (oben) bzw. spezifische CO-Emissionen (unten) bei OME1a- sowie Diesel-Direkteinspritzung in BP-A (links) und BP-B (rechts)

Anzumerken bleibt, dass es die HC-Emissionen näher zu identifizieren gilt. Während den Messungen dieses Projekts wurde ein Flammenionisationsdetektor verwendet, welcher nur begrenzt Aufschluss über die Zusammensetzung der unverbrannten Kohlenwasserstoffe gab. Härtl und Seidenspinner et al. [30] stellten fest, dass OME1a bei niedrigen Luftverhältnissen dazu neigt, in hohem Maße Methan zu bilden, welches sich nicht im späteren Oxidationskatalysator umsetzen lässt.

Geräusch

Die langen Einspritzzeiten führten dazu, dass zu Beginn der Verbrennung wenig OME1a zur Verfügung stand und somit die Brennrate gering gehalten wurde. Dies ergab ein ähnliches Geräuschbild wie jenes von Diesel, obwohl OME1a über eine geringere CZ verfügt. Die Druckänderungsraten waren lediglich verschoben und glichen sich in den Maxima (Abbildung 9.5), was die Annahme bestätigte.

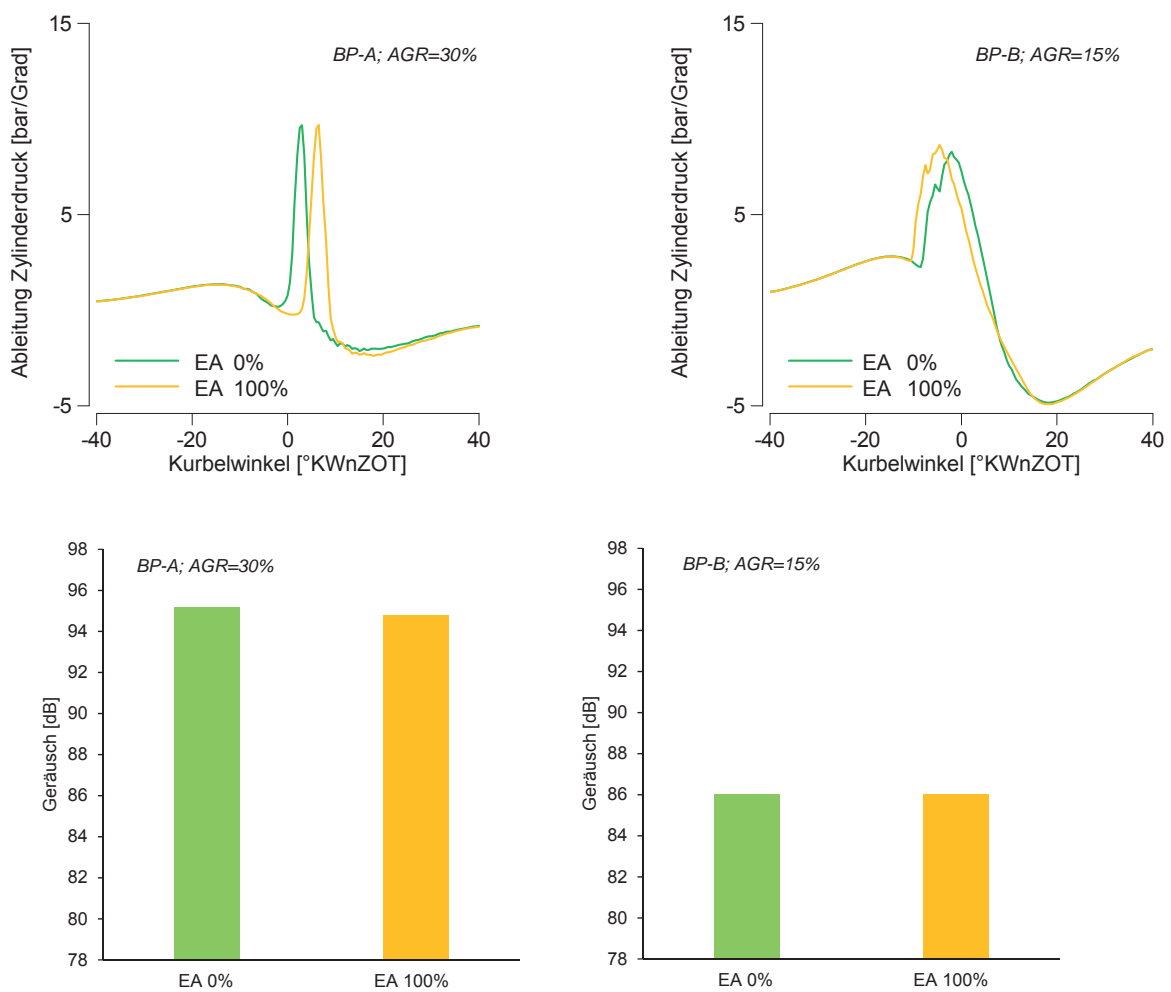


Abbildung 9.5: Ableitung des Zylinderdrucks (oben) bzw. Geräuschemission (unten) bei OME1a- bzw. Diesel-Direkteinspritzung in *BP-A* (links) sowie *BP-B* (rechts)

10 Potenzial der Kraftstoffe

Ein aussagekräftiger Vergleich der untersuchten Energieträger bezüglich deren Eigenschaften hinsichtlich Wirkungsgrad und Schadstoffbildungsverhalten sollte auf verschiedene Faktoren Rücksicht nehmen. Zum einen ist die Stoffgruppe des Oxygenates zu beachten und zum anderen die Einbringungsart des Treibstoffes in den Versuchsträger sowie der zu Grunde liegende Betriebspunkt. Diese Einschränkungen führten zu einer differenzierten Vergleichserstellung. Die positiven sowie die negativen Eigenschaften eines jeden Energieträgers wurden abschließend in einer Bewertungsmatrix zusammengefasst.

10.1 Wirkungsgrad

Damit ein Energieträger wirtschaftlich sinnvoll als Dieseleratzkraftstoff eingesetzt werden kann, ist der zu erreichende Wirkungsgrad das wesentliche Bewertungskriterium. Im Rahmen der abschließenden Vergleiche wurden die höchst möglichen Wirkungsgrade der untersuchten Kraftstoffe in Kombination mit deren Einbringungsart verglichen. Als Randbedingung die es zu erfüllen galt wurde eine maximale Stickoxidemission von 2g/kWh und ein Saugrohrdruck von 1130mbar im unteren Lastpunkt sowie ein Saugrohrdruck von 2250mbar im oberen Lastpunkt definiert. Abbildung 10.1 zeigt die ermittelten Höchstwerte in beiden Betriebspunkten.

Alkohole

Besonders gute Ergebnisse zeigten sowohl Ethanol als auch Methanol bei Saugrohreinbringung mit einem EA von 35% im oberen Lastpunkt. Bei Ethanol konnten Vorteile von bis zu 1,12 Prozentpunkten im indizierten Wirkungsgrad nachgewiesen werden.

Wurden die Alkohole als Blend Direkteingespritzt, konnten begrenzt durch die Mischbarkeit in Diesel, Energieanteile von 6% bei Ethanol und 5% bei Methanol verwendet werden. Bei der Analyse dieser Zusammensetzungen war in beiden Betriebspunkten ein Abfall des Wirkungsgrades von 0,4 Prozentpunkten bei beiden Energieträgern messbar.

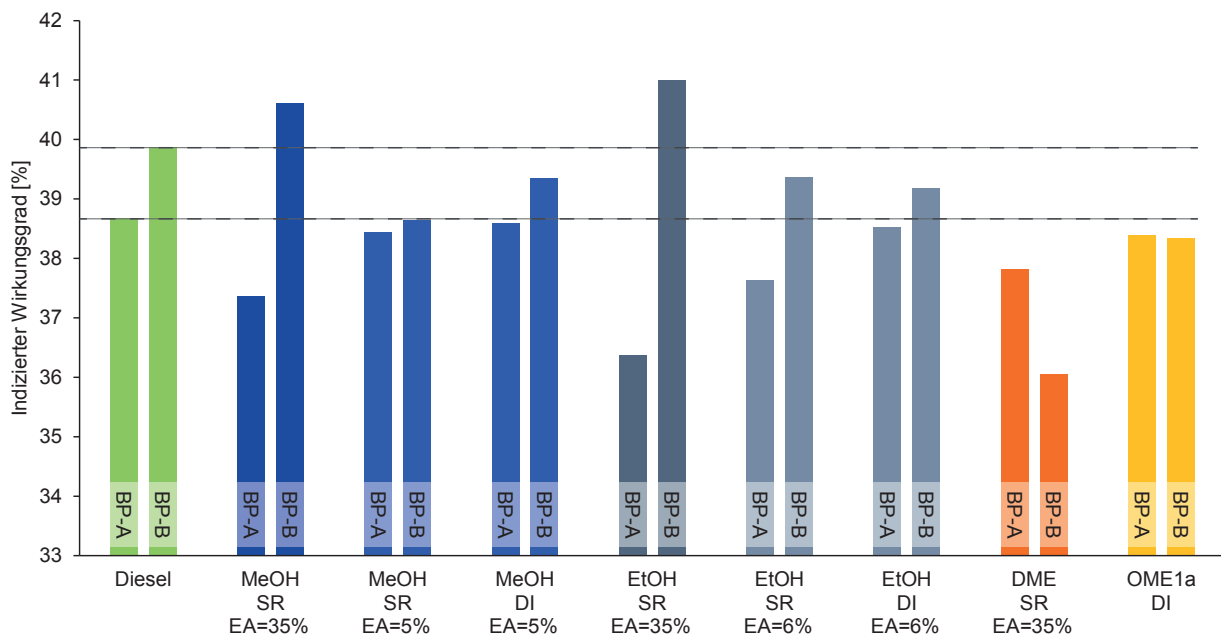


Abbildung 10.1: Höchster gemessener indizierter Wirkungsgrad des jeweiligen untersuchten Kraftstoffes bzw. Kraftstoffenergieanteils mit der Randbedingung der maximalen spezifischen Stickoxidemission von 2g/kWh

Ether

Die gasförmige Einbringung des DME bei einem Energieanteil an der Gesamtbrennstoffmasse von 35% führte zu einer Verringerung des Wirkungsgrades von 0,8 Prozentpunkten beim unteren Lastpunkt. In *BP-B* fiel die Abnahme mit 3,8 Prozentpunkten noch stärker aus. Die Art der Einbringung wurde den positiven Eigenschaften des Kraftstoffes nicht gerecht und führte zu einer frühen und sehr langen Verbrennung. Um das volle Potenzial von DME ausnützen zu können, wäre eine Direkteinspritzung nötig.

Als Energieträger welcher ohne großen technischen Aufwand in einem Dieselmotor verwendet werden kann zeigte OME1a gute Ergebnisse. In *BP-A* lag der Wirkungsgrad auf dem Niveau von Diesel wobei OME1a einzeln, ohne Diesel eingespritzt wurde. Im oberen Lastpunkt zeigte sich eine Wirkungsgradabnahme von 1,5 Prozentpunkten. Hier konnte die lange Einspritzdauer des OME1a als Grund identifiziert werden, die aus der geringeren Energiedichte des OME1a resultierte.

10.2 Partikel und Stickoxide

Neben dem Wirkungsgrad gab die Rußmenge im Abgas einen hilfreichen Indikator zur Bewertung eines Oxygenates als Zusatz- bzw. Ersatzkraftstoffes zu Diesel. Die Stickoxidemission muss gekoppelt zum Ruß betrachtet werden, da beide Größen direkt voneinander abhängig sind. In Abbildung 10.2 ist der Vergleich der Energieträger hinsichtlich derer Rußkonzentration bzw. Stickoxidemission ersichtlich, wobei den gegenübergestellten Werte die Wirkungsgrade aus Abbildung 10.1 zugrunde liegen.

Alkohole

Erneut zeigte die Saugrohreinbringung eines hohen EA von 35% von Alkohol die besten Ergebnisse. Sowohl bei Ethanol als auch bei Methanol konnte die Rußmenge in beiden Lastpunkten deutlich reduziert werden. In *BP-A* um 70 % und in *BP-B* um bis zu 74 %. Bei kleineren Energieanteilen von 5 % bei Methanol und 6 % bei Ethanol lagen die Werte von Methanol bei jenen von Diesel und bei Ethanol im unteren Lastpunkt stark über den Dieselwerten und im oberen Lastpunkt um 50 % unter dem Dieselergebnis.

Die Direkteinspritzung lieferte begrenzt durch den geringen Energieanteil der Alkohole Ergebnisse die bei beiden Alkoholen in *BP-A* unter jenen von Diesel lagen und im Falle von Methanol in *BP-B* über der Dieselreferenz lagen bzw. geringfügig darunter bei Ethanol.

Ether

Die untersuchten Ether führten basierend auf deren Einbringungsarten in das Saugrohr bzw. direkt in den Brennraum zu gegensätzlichen Ergebnissen. Die Verwendung von DME als Zusatzkraftstoff im Saugrohr führte bei einem EA von 35 % zu einer Verdoppelung der Rußmenge im Abgas in beiden Lastpunkten. Es kann davon ausgegangen werden, dass DME ein ähnliches Rußreduktionspotential besitzt, wenn es direkt und als Reinstoff eingebracht wird [64].

Im Kontrast dazu zeigte OME1a welches Rußminderungspotenzial in Ethern steckt. In beiden Lastpunkten erzeugte OME1a bei der Verbrennung im Dieselmotor beinahe keinen Ruß. In Relation zu Diesel konnte bei OME1a 0,7 % der Rußmenge gemessen werden.

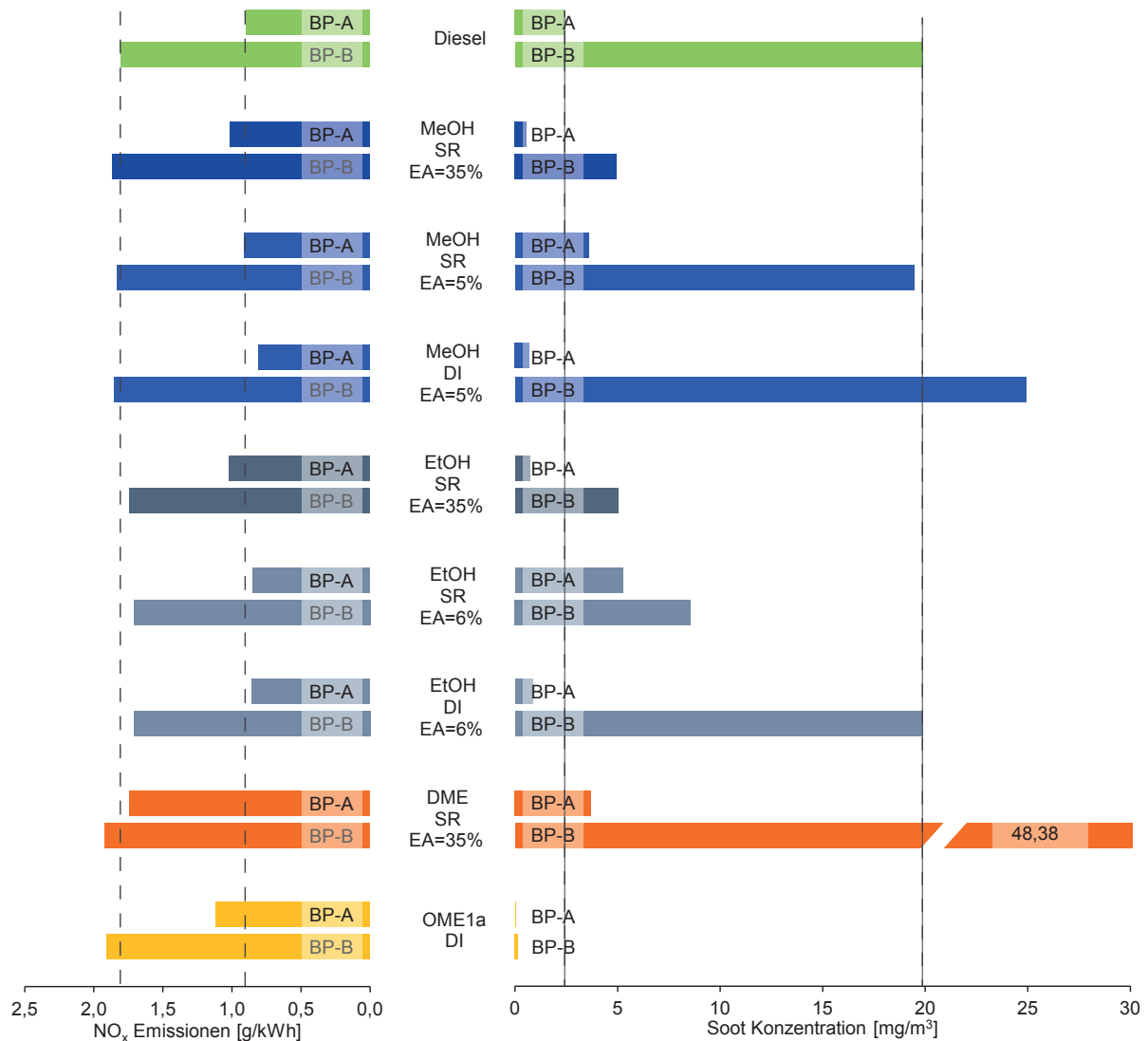


Abbildung 10.2: Spezifische Stickoxidemission bzw. Soot Konzentration, unter der Bedingung des maximalen Wirkungsgrades und einer maximalen Stickoxidemission von 2g/kWh, des untersuchen Kraftstoffes bzw. Kraftstoffenergieanteils

10.3 Unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid

Bei der Analyse der Schadstoffe im Teillastbereich (*BP-A*), die aus einer unvollständigen Verbrennung resultieren, zeigten sich wiederum klare Unterschiede zwischen den Einbringungsarten, was aus Abbildung 10.3 entnommen werden kann. Die Methode der Saugrohreindüsung der Kraftstoffe führte zu einer weitaus höheren CO-bzw. HC-Emission. Ethanol und Methanol, die sowohl direkt als auch in das Saugrohr eingebracht wurden, lieferten den Unterschied zwischen den Einbringungsarten. Die CO-Emissionen verrin-

gerten sich bei der Direkteinspritzung um das fünffache und die HC-Emissionen immer noch um mehr als das doppelte.

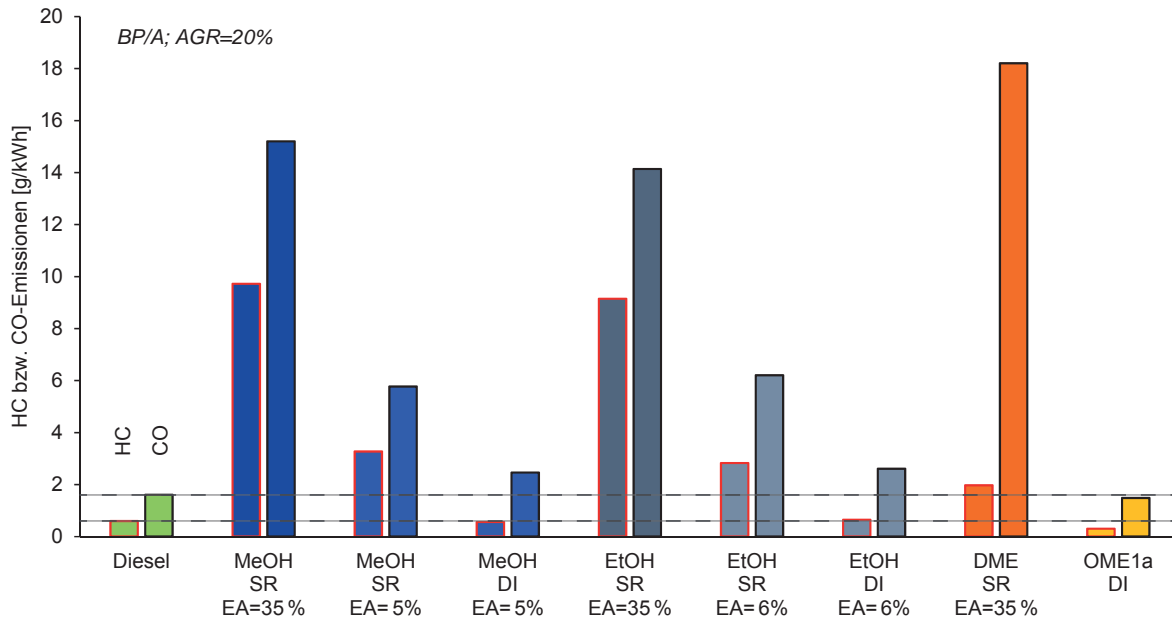


Abbildung 10.3: Spezifische HC- bzw. CO-Emissionen, unter der Bedingung des maximalen Wirkungsgrades und einer maximalen Stickoxidemission von 2g/kWh, des untersuchten Kraftstoffes bzw. Kraftstoffenergieanteils in *BP-A*

Alkohole

Die Gruppe der Alkohole lag in der Gesamtbetrachtung der unverbrannten Bestandteile klar im Nachteil, da diese im Dieselmotor keine optimalen Verbrennungsbedingungen vorfanden, was auf deren geringe CZ zurückzuführen war. Zusätzlich machte sich bei der Saugrohreinbringung der Effekt der Flammauslöschung bemerkbar, welcher bei der Direkteinspritzung ausblieb.

Bei der maximalen Dosierung von Methanol und Ethanol im Saugrohr (EA=35 %) lagen die HC-Emissionen bei 9,7 bzw. 9,1 g/kWh und somit um das 15-fache höher als der Vergleichskraftstoff Diesel. Die CO-Emissionen lagen mit Werten von 15,2 g/kWh bei Methanol und 14,1 g/kWh bei Ethanol in etwa um das 10-fache höher als bei Diesel. Bei der Direkteinspritzung konnten sowohl Methanol als auch Ethanol dem Diesel gleiche HC-Werte von 0,6 g/kWh aufweisen und lagen bei den CO-Emissionen um 50 % höher als Diesel.

Ether

Die DME Verbrennung lief durch die Saugrohrenbringung weit früher als die spätere Dieselerbrennung ab. Dies hatte eine Erhöhung der CO-Emissionen um das 11-fache und eine Verdreifachung der HC-Emissionen zur Folge.

Die guten Zündeigenschaften von OME1a führten zu einer äußerst vollständigen Verbrennung im Dieselmotor, was sich in einer geringen Verbesserung der CO- bzw. HC-Emissionen äußerte.

Als interessante Analyse der unverbrannten Bestandteile würde sich die Messung mittels FTIR anbieten. Eine Aufschlüsselung der Komponenten würde eine nähere Beurteilung der Schadstoffe zulassen, da die Annahme besteht, dass bei den verwendeten Ethern eine beträchtliche Menge an Methan entsteht [30].

10.4 Bewertungsmatrix

In der Bewertungsmatrix Abbildung 10.4 sollen die Eigenschaften der untersuchten Energieträger in Relation zu denen des Basiskraftstoffes Diesel dargestellt werden. Berücksichtigt wurden sowohl physikalische Parameter der Kraftstoffe als auch deren unterschiedliche Einbringungsart.

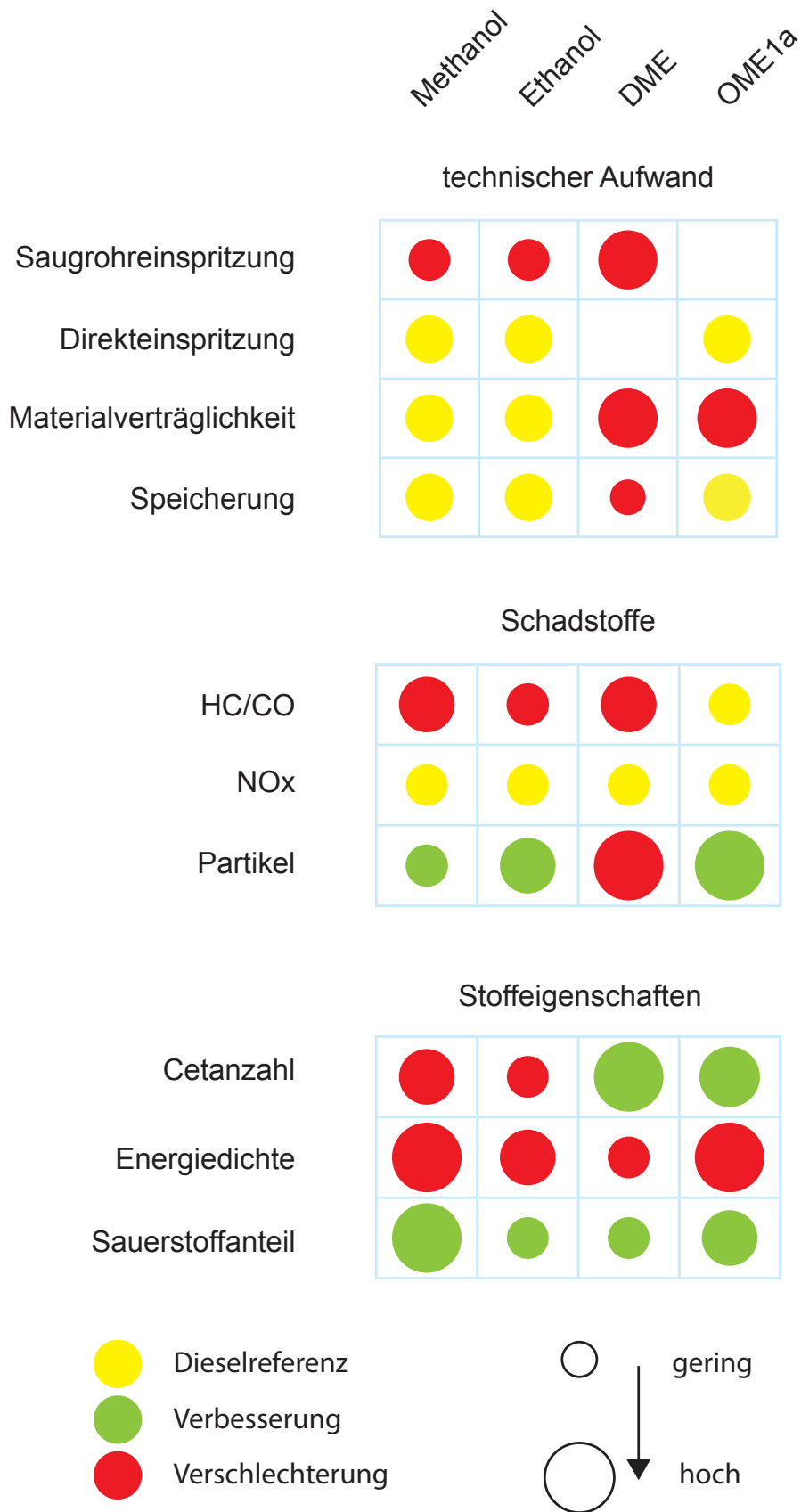


Abbildung 10.4: Bewertungsmatrix der untersuchten Energieträger

11 Zusammenfassung

Biologisch nachhaltig hergestellte Kraftstoffe bilden aktuell einen großen Forschungsbereich, dem es gelingen soll, den CO₂-Ausstoß von Verbrennungskraftmaschinen zu verringern. Sauerstoffhaltige Treibstoffe stellen wiederum eine Untergruppe dar und wurden im Rahmen dieser Diplomarbeit auf ihre Einsetzbarkeit als Dieseleratzkraftstoff untersucht.

Bei der Verwendung von Oxygenaten in der Dieselerverbrennung kristallisierten sich, abhängig von den Stoffeigenschaften des Energieträgers, Betriebsbedingungen heraus, in denen das Oxygenat dem Diesel überlegene Eigenschaften aufzeigte.

Die untersuchten Ersatzkraftstoffe Methanol und Ethanol wurden sowohl in das Saugrohr eingedüst, während eine Dieseldirekteinspritzung die Verbrennung startete, als auch direkt als Diesel-Alkohol-Blend eingebracht. Die Direkteinspritzung erwies sich hier in Bezug auf Wirkungsgrad, unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Stickoxide als die vielversprechendere Variante, wenngleich auf diesem Weg, bedingt durch die Entmischungsneigung, weniger Alkoholanteil eingebracht werden konnte. Die Saugrohreinbringung zeigte Potential bei der Rußreduktion und im Wirkungsgrad bei Energieanteilen von 35 % Alkohol an der Gesamtbrennstoffenergie.

Methanol und Ethanol zeigten ähnliche Ergebnisse bei der Analyse. Methanol lieferte bei unterschiedlichen Einbringungsarten und Energiemengen im Durchschnitt höhere indizierte Wirkungsgrade bei gleichen Emissionen aus unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid als das verglichene Ethanol. Bei der Rußkonzentration erwies sich Ethanol als die bessere Alternative.

Im Gegensatz zu den Alkoholen mit sehr niedrigen Cetanzahlen kennzeichneten sich die untersuchten Ether durch gegensätzliche Ergebnisse. Dimethylether lag unter Normalbedingungen gasförmig vor und wurde in das Saugrohr eingedüst. Diese Einbringungsart erwies sich in Kombination mit einer Dieseldirekteinspritzung als unvorteilhaft, da die frühe Verbrennung des DME kaum Sauerstoff für die spätere Rußoxidation des Dieselerkraftstoffes hinterließ. Trotzdem konnte eine geringfügig bessere Stickoxidemission gemessen werden, wenngleich die Rußkonzentration fünfmal höher als jene des Basiskraftstoffs war. Die Direkteinspritzung wäre hier die bessere Art der Einspritzung gewesen, stellte aber hohe Anforderungen an das Einspritzsystem, welche den Projektrahmen überstiegen.

OME1 wurde durch eine Additivierung für die Einspritzung durch das Hochdrucksystem vorbereitet. Sowohl die Schmiereigenschaften als auch die Cetanzahl wurden angepasst, um einen Betrieb durch die alleinige Einspritzung von OME1a zuzulassen. Dieser Kraftstoff zeigte das Potential von Ethern als Dieseleratzkraftstoff. Bei einem identen Wirkungsgrad, unverbrannten Kohlenwasserstoff-, Kohlenmonoxid- und Stickoxidemissionen konnte eine annähernd rußfreie Verbrennung nachgewiesen werden.

Literatur

- [1] W. H. Organization. *IARC: Diesel engine exhaust carcinogenic*. Techn. Ber. International Agency for Research Cancer, 2012.
- [2] Delphi. *Worldwide Emissions Standards*. 2017. URL: www.delphi.com/docs/default-source/worldwide-emissions-standards/2016-2017-heavy-duty-amp-off-highway-vehicles.pdf?status=Temp&sfvrsn=0.03636262961639791 (besucht am 02.02.2017).
- [3] E. P. und der Rat der Europäischen Union. *Richtlinie 2003/30/EG DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 8. Mai 2003 zur Förderung der Verwendung von Biokraftstoffen oder anderen erneuerbaren Kraftstoffen im Verkehrssektor*. 2003.
- [4] C. Stan. *Alternative Antriebe für Automobile: Hybridsysteme, Brennstoffzellen, alternative Energieträger*. 4., aktualisierte und erw. Aufl. Berlin: Springer Vieweg, 2015. 451 S. ISBN: 978-3-662-48511-8.
- [5] K. Mollenhauer und H. Tschöke. *Handbuch Dieselmotoren*. 3. Auflage. Berlin: Springer Vieweg, 2007. 702 S. ISBN: 978-3-540-72164-2.
- [6] J. Sauer. »Synthetic Biofuels from Lignocellulosic Biomass, Recent Activities in Europe and Germany«. In: KITopen ID: 230104217. Karlsruhe: Institute of Catalytic Research und Technology, KIT, 2015.
- [7] R. Basshuysen. *Fahrzeugentwicklung im Wandel*. 1. Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2010. 279 S. ISBN: 978-3-8348-0797-7.
- [8] J. Hancsok und S. Srivastava. *Fuels and fuel-additives*. Wiley, 2014. 376 S. ISBN: 978-0-470-90186-1.
- [9] M. Härtl. »Emissionsreduktion bei Dieselmotoren durch den Einsatz sauerstoffhaltiger Kraftstoffe«. Diss. Technische Universität München, 2015.
- [10] A. Feiling, M. Münz und C. Beidl. »Potenzial der synthetischen Kraftstoffe OME1b für den rußfreien Dieselmotor«. In: *MTZ extra, Kraft und Schmierstoffe der Zukunft* (Februar 2016), S. 16–21.
- [11] A. Wollrab. *Organische Chemie*. 3. Auflage. Berlin: Springer Vieweg, 2009. 1113 S. ISBN: 978-3-540-85095-3.

- [12] H. P. Latscha, U. Kazmaier und H. A. Klein. *Organische Chemie*. 6. Auflage. Berlin: Springer Vieweg, 2008. 620 S. ISBN: 978-3-540-77107-4.
- [13] H. Menrad und A. König. *Alkoholkraftstoffe*. 2. Aufl. Innovative Energietechnik. OCLC: 10457166. Wien: Springer, 1982. 279 S. ISBN: 978-3-211-81696-7.
- [14] J. Ott, V. Gronemann und F. Pontzen. *Ullmann's encyclopedia of industrial chemistry*. 7. Auflage. Weinheim: Wiley, 2014. ISBN: 978-3-527-30673-2.
- [15] W. Maus und E. Jacob. »Synthetische Kraftstoffe - OME1: Ein potenziell nachhaltig hergestellter Dieselmotorkraftstoff«. In: 35. Internationales Wiener Motorensymposium 2014. Wien, 2014.
- [16] G. A. Olah. »Beyond Oil and Gas: The Methanol Economy«. In: *Angewandte Chemie International* (44/2005), S. 2636–2639.
- [17] S. Stuck und S. Biollaz. »Treibstoff aus Biomasse«. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift*. Jahrgang: 62 (4/2001), S. 308–312.
- [18] M. Kaltschmitt, H. Hartmann und H. Hofbauer. *Energie aus Biomasse*. 2. Auflage. Berlin: Springer Vieweg, 2015. 1030 S. ISBN: 978-3-540-85095-3.
- [19] N. Kosaric, Z. Duvnjak und A. Farkas. *Ullmann's encyclopedia of industrial chemistry*. 7. Auflage. Weinheim: Wiley, 2014. ISBN: 978-3-527-30673-2.
- [20] U. Albrecht, P. Schmidt, W. Weindorf, R. Wurster und W. Zittel. »Kraftstoffstudie - Zukünftige Kraftstoffe für Verbrennungsmotoren und Gasturbinen«. In: *FVV* (Heft 1031 - 2013).
- [21] R. v. Basshuysen und F. Schäfer. *Handbuch Verbrennungsmotoren*. 7. Auflage. Berlin: Springer Vieweg, 2015. 1232 S. ISBN: 978-3-658-04678-1.
- [22] E. B. T. Platform. »Dimethylether (DME)«. In: Aachen, 2011.
- [23] C. Arcoumanis, C. Bae, R. Crookes und E. Kinoshita. »The potential of dimethyl ether (DME) as an alternative fuel for compression-ignition engines: A review«. In: *Fuel* 87 (2008)1014-1030. Science Direct, 2008.
- [24] J. Jinyoung, Y. Kiseon und B. Choongsik. »The Effect of Injection Location of DME and LPG in a Dual Fuel HCCI Engine«. In: 2009-01-1847. SAE International, 2009.
- [25] M. Werner und G. Wachtmeister. »Dimethylether - Dieselalternative der Zukunft?«. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift*. Jahrgang: 71 (7/2010), S. 540–542.
- [26] G. P. Merker, C. Schwarz und R. Teichmann. *Grundlagen Verbrennungskraftmotoren*. 6. Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2012. 795 S. ISBN: 978-3-8348-1987-1.

- [27] H. Watter. *Regenerative Energiesysteme*. 4. Auflage. Berlin: Springer Vieweg, 2008. 457 S. ISBN: 978-3-658-09638-0.
- [28] J. Liebl und C. Beidl. *Internationaler Motorenkongress 2015*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015. 912 S. ISBN: 978-3-658-08861-3.
- [29] L. P. Lautenschütz. »Neue Erkenntnisse in der Syntheseoptimierung oligomerer Oxymethylendimethylether aus Dimethoxymethan und Trioxan«. Diss. Ruprecht-Karls-Universität Hamburg, 2015.
- [30] M. Härtl, P. Seidenspinner, G. Wachtmeister und E. Jacob. »Synthetischer Dieselmotorkraftstoff OME1 - Lösungsansatz für den Zielkonflikt NO_x-/Partikel-Emission«. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift*. Jahrgang: 75 (7/2014), S. 68–73.
- [31] E. Jacob, C. Pastötter und D. Rothe. »Kraftstoff für Selbstzündungsmotoren auf Basis von Polyoxymethylendialkylethern«. DE 10 2014 101 947 A1. 2014.
- [32] S. Pischinger, F. Hoppe, M. Kriek und O. Budak. »Kraftstoffdesign für zukünftige Motoren - eine Betrachtung aus Sicht des Clusters Maßgeschneiderte Kraftstoffe aus Biomasse«. In: 37. Internationales Wiener Motorensymposium 2016. Wien, 2016.
- [33] K. Gaukel, D. Pelerin, M. Härtl und G. Wachtmeister. »Der Kraftstoff OME2: Ein Beispiel für den Weg zu emissionsneutralen Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor«. In: 37. Internationales Wiener Motorensymposium 2016. Wien, 2016.
- [34] OMV. *Probenbericht EFL*. 2016.
- [35] R. Pischinger, M. Klell und T. Sams. *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. 3. Auflage. Wien New York: Springer, 2009. 475 S. ISBN: 978-3-658-09638-0.
- [36] J. B. Heywood. *Internal Combustion engine fundamentals*. 2. Auflage. McGraw-Hill, Inc., 1988. 930 S. ISBN: 0-07-028637-X.
- [37] F. Joos. *Technische Verbrennung*. 1. Auflage. Berlin: Springer-Verlag, 2006. 907 S. ISBN: 978-3-540-34333-2.
- [38] Z. Mansurov. »Soot Formation in Combustion Process (Review)«. In: UDC 536.46. Springer Science + Business Media, Inc., 2005.
- [39] H. G. Fujimoto, J. Senda, Y. Komemushi und T. Kuge. »Soot Generation in Spray of Oxygenated Fuel«. In: 2006-01-3371. SAE International, 2006.
- [40] Y. Gauthier. *Einspritzdruck bei modernen PKW-Dieselmotoren*. 1. Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2009. 205 S. ISBN: 978-3-8348-0936-0.

- [41] H. Pflaum. »Potenzial von synthetischen Dieselmotoren im motorischen Betrieb unter besonderer Berücksichtigung der Auswirkung alternativer Brennverfahren und Einspritzstrategien auf die Ruß- und Stickoxidbildung«. Diss. Technische Universität Wien, 2010.
- [42] D. R. Tree und K. I. Svansson. »Soot process in compression ignition engines«. In: 33 (2007) 272-309. Science Direct, 2007.
- [43] A. Janssen, M. Muether, S. Pischinger, A. Kolbeck und M. Lamping. »Tailor-Made Fuels: The Potential of Oxygen Content in Fuels for Advanced Diesel Combustion Systems«. In: 2009-01-2765. SAE International, 2009.
- [44] W. Eifler, E. Schlücker, U. Spicher und G. Will. *Küttner Kolbenmaschinen*. 7. Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2009. 534 S. ISBN: 978-3-8351-0062-6.
- [45] K. Takaaki, I. Takayuki, S. Jiro und F. Hajime. »Extraction of the suppression effects of oxygenated fuels on soot formation using a detailed chemical kinetic model«. In: 22 (2001) 139-145. Doshisha University, Japan: JSAE, 2001.
- [46] H. Curran, E. Fisher, P.-A. Glaude, N. Marinov und W. Pitz. »Detailed chemical kinetic modeling of diesel combustion with oxygenated fuels«. In: 2001-01-0653. SAE International, 2001.
- [47] S. Linder, A. Massner, U. Gärtner und T. Koch. »Soot reactivity at commercial vehicle diesel engines«. In: *autotechreview* (3/12 2014), S. 30–34.
- [48] G. Merker, C. Schwarz, G. Stiesch und F. Otto. *Verbrennungsmotoren*. 3. Auflage. Wiesbaden: B. G. Teubner Verlag, 2006. 411 S. ISBN: 978-3-8351-0080-0.
- [49] M. Shrivastava, A. Nguyen, Z. Zheng, H.-W. Wu und H. S. Jung. »Dimethylether - Dieselalternative der Zukunft?«. In: *Environmental science and technology*. Vol. 44 (12/2010), S. 4796–4801.
- [50] J. Warnatz, U. Maas und R. W. Dibble. *Verbrennung*. 3. Auflage. Berlin: Springer-Verlag, 2001. ISBN: 978-3-642-62658-6.
- [51] J. Liebl und C. Beidl. *Internationaler Motorenkongress 2016*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016. 784 S. ISBN: 978-3-658-12918-7.
- [52] K. Reif. *Dieselmotor-Management*. 5. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2012. 545 S. ISBN: 978-3-8348-2179-9.
- [53] S.-F. Haas. »Experimentelle und theoretische Untersuchungen homogener und teilhomogener Dieselmotoren«. Diss. Universität Stuttgart, 2007.

- [54] J. P. Szybist, S. McLaughlin und S. Iyer. *Emissions and Performance Benchmarking of a Prototype Dimethyl Ether-Fuelled Heavy-Duty Truck*. Techn. Ber. Oak Ridge National Laboratory, 2014.
- [55] P. Wang, Y. Chunde, H. Guopeng, W. Hongyuan und W. Quangang. »The impact of intake air temperature on performance and exhaust emissions of a diesel methanol dual fuel engine«. In: Fuel 162 (2015)101-110. Science Direct, 2015.
- [56] K. M. Senthil. »Influence of Methanol Induction on Performance, Emission and Combustion Behaviour of a Methanol - Diesel Fuel Engine«. In: 2014-01-1315. SAE International, 2014.
- [57] W. Lijang, Y. Chunde, P. Wang und H. Guopeng. »Effect of methanol to diesel ratio and diesel injection timing on combustion, performance and emissions of a methanol port premixed diesel engine«. In: 95 (2016) 223-232. Elsevier, 2016.
- [58] O. Hideyuki. »Dual Fuel Diesel Combustion with Premixed Ethanol as the Main Fuel«. In: 2014-01-2687. SAE International, 2014.
- [59] B. Heuser, F. Kremer und S. Pischinger. »An Experimental Investigation of Dual-Fuel Combustion in a Light Duty Diesel Engine by In-Cylinder Blending of Ethanol Diesel«. In: 2015-01-1801. SAE International, 2015.
- [60] D. Qi, H. Chen, L. Geng, Y. Z. Bian und X. Ren. »Performance and combustion characteristics of biodiesel-diesel-methanol blend fuelled engine«. In: 87 (2010) 1679-1686. Elsevier, 2010.
- [61] Z. Yuwei, W. Ying und L. Shenghua. »Combustion and Emission Characteristics in a DME Premixed Charge Compression Ignition Diesel Engine«. In: 2014-01-1292. SAE International, 2014.
- [62] T. L. Ock, Y. Kyu, d. P. Young und Y.-J. Lee. »Research on the Combustion and Emission Characteristics of the DME/Diesel Dual-Fuel Engine«. In: 2010-32-0096. SAE International, 2010.
- [63] M. Härtl, P. Seidenspinner, E. Jacob und G. Wachtmeister. »Oxygenate screening on a heavy-duty diesel engine and emission characteristics of highly oxygenated oxymethylene ether fuel OME1«. In: 153 (2015) 328-335. Elsevier, 2015.
- [64] L. I. Yeh, D. J. Rickeard, J. L. C. Duff, J. R. Bateman und R. Schlosberg. »Oxygenates: An Evaluation of their Effects on Diesel Emissions«. In: 2001-01-2019. SAE International, 2001.