

Gas- und Dual Fuel-Brennverfahren – Die Besseren Brennverfahren für Großmotoren?

Gas and Dual Fuel Combustion Concepts: The Better Combustion Concepts for Large Engines?

Dr. Christoph Redtenbacher
DI Maximilian Malin
Dr. Constantin Kiesling
DI Gottfried Lurf
DI Kevin Aßmus
Dr. Nicole Wermuth
LEC GmbH, Graz

Prof. Dr. Andreas Wimmer
LEC GmbH, Graz / Graz University of Technology

christoph.redtenbacher@lec.tugraz.at

Kurzfassung

Im Großmotorenbereich nehmen Dieselmotoren seit vielen Jahrzehnten eine Vormachtstellung ein. Mit der stetigen Optimierung der ottomotorischen Gas- und Dual Fuel-Brennverfahren in Kombination mit einem gesteigerten Umweltbewusstsein erwächst dem bewährten Konzept jedoch eine ernst zu nehmende Konkurrenz. Steht das Dieselmotorenkonzept schon bald vor der Ablösung oder kann es sich noch weitere Jahrzehnte behaupten? Im vorliegenden Beitrag wird versucht, diese Frage aus einem technischen Blickwinkel mit Fokus auf die innermotorischen Potentiale und Limits der Brennverfahren Diesel, Gas und Dual Fuel zu betrachten. Basierend auf Untersuchungen an einem Einzylinder-Forschungsmotor und Simulationen mit einem 1D-Mehrzylindermodell werden relevante Aspekte wie Wirkungsgradpotential, Emissionsverhalten, Robustheit und Transientfähigkeit der drei Konzepte gegenübergestellt. Auf Grundlage einer abschließenden Gesamtbewertung wird ein Ausblick in die Zukunft gewagt.

1. Einleitung

Dieselmotoren haben seit vielen Jahrzehnten eine Vormachtstellung im Bereich der Großmotoren. Die hohe Leistungsdichte bei guten Wirkungsgraden, die Robustheit des Brennverfahrens und die hervorragende Transientfähigkeit kombiniert mit der optimalen Verfügbarkeit von Dieselmotoren und Schwerölen ließen über lange Zeit keine relevante Konkurrenz erwachsen. In den letzten Jahren konnten sich jedoch Gasmotoren besonders im Bereich der Generatoranwendungen, wo die Transportfähigkeit des gasförmigen Kraftstoffes in vielen Fällen kein Entscheidungskriterium

darstellt, zunehmend behaupten, vgl. [17] [47]. Die hohen erzielbaren Wirkungsgrade bei der vergleichsweise NO_x -armen und nahezu rußfreien Verbrennung, welche den Verzicht auf Abgasnachbehandlungstechnologien in vielen Applikationen ermöglicht, sind gute Argumente für Anlagenbetreiber. Die sukzessive Verschärfung von Emissionsgrenzwerten sowie die Notwendigkeit der Reduktion von Treibhausgasemissionen rücken die Gasmotoren mit ihrer günstigen CO_2 Bilanz weiter in den Fokus. Durch den Einsatz von Dual Fuel-Brennverfahren wird die Nutzung gasförmiger Kraftstoffe auch im Transportsektor zunehmend interessant. Beispielsweise können die im Marinebereich relevanten IMO Tier III NO_x -Grenzwerte mit Diesel-Gas Motoren (vgl. [29]) erreicht werden, wohingegen für Dieselmotoren eine Abgasnachbehandlung erforderlich ist [8] [26] [44] [48]. Dabei bietet die Kraftstoffflexibilität bei voll flexiblen Diesel-Gas Konzepten eine Redundanz des Antriebssystems bei Ausfall des gasförmigen Kraftstoffes.

Sind Gas- und Dual Fuel-Brennverfahren somit die besseren Brennverfahren für Großmotoren und ist davon auszugehen, dass diese mittelfristig Dieselmotoren zu einer Randnotiz verkommen lassen? Im vorliegenden Beitrag wird diese Fragestellung erörtert. Der Schwerpunkt liegt dabei auf einem Konzeptvergleich der schnelllaufenden Diesel-, Gas- und Diesel-Gas Motortechnologien, ohne jedoch die Thematik der Kraftstoffbereitstellung im Detail zu berücksichtigen. Basierend auf experimentellen Untersuchungen an einem schnelllaufenden Einzylinder-Forschungsmotor werden die thermodynamischen Potentiale der Motorkonzepte und deren innermotorisches Emissionsverhalten analysiert sowie die zugrundeliegenden Effekte diskutiert. Darauf aufbauend wird die Notwendigkeit einer Abgasnachbehandlung für die Brennverfahren erörtert, welche mit weiterer Verschärfung der Emissionsgesetzgebungen auch für die vergleichsweise saubere Gasverbrennung zunehmend relevant wird. Gestützt auf experimentelle Untersuchungen an einem Katalysator-testsystem werden schwerpunktmäßig die Konvertierungseigenschaften vielversprechender Methankatalysatoren sowie kommende Herausforderungen beleuchtet.

Die sukzessive Steigerung von Leistungsdichte und Wirkungsgrad der Verbrennungskonzepte bei gleichzeitig sinkendem Emissionsniveau geht im Allgemeinen mit einer Verkleinerung der Betriebsfenster einher, innerhalb derer die Motoren stabil und im Rahmen der mechanischen Belastbarkeitsgrenzen betrieben werden können, vgl. [17]. Gleichzeitig steigen in bestimmten Applikationen die transienten Anforderungen an die Motoren. Besonders Generatoranwendungen zur Stabilisierung des Stromnetzes, welche mit der zunehmenden Einspeisung von Strom aus fluktuierenden erneuerbaren Energien an Bedeutung gewinnen, unterliegen anspruchsvollen Vorgaben hinsichtlich des Lastaufschaltverhaltens, vgl. [2] [32]. Die Robustheit der Brennverfahren spielt somit eine zentrale Rolle und wird daher in diesem Beitrag diskutiert. Basierend auf simulationsgestützten Untersuchungen wird zudem exemplarisch das Potential von Diesel-Gas Motoren für hochtransiente Anwendungen bewertet. Abschließend werden die drei Motorkonzepte gesamtheitlich gegenübergestellt und ein Ausblick auf ihre jeweilige zukünftige Bedeutung gewagt.

2. Thermodynamisches Potential und Emissionsverhalten

2.1 Methodik

Zur experimentellen Bewertung der thermodynamischen Potentiale sowie des Emissionsverhaltens der unterschiedlichen Motortechnologien kam ein schnelllaufender Einzylinder-Forschungsmotor mit einem Hubraum von etwa 6 dm³ zum Einsatz. Das flexible Forschungsmotordesign ermöglicht Gasbrennverfahren, Dieselmotorenverfahren und Diesel-Gas Brennverfahren auf dem gleichen Basismotor zu untersuchen. Tabelle 1 gibt einen Überblick über die technischen Spezifikationen dieses Forschungsmotors.

<i>Nennzahl</i>	1500 min ⁻¹
<i>Hubvolumen</i>	≈ 6 dm ³
<i>Verdichtungsverhältnis</i>	Flexibel über die Kolbengeometrie
<i>Steuerzeiten</i>	Flexibel über die Nockenwellengeometrie
<i>Anzahl Einlass- und Auslassventile</i>	2/2
<i>Drall</i>	Flexibel über Drallbleche in den Einlasskanälen
<i>Tumble</i>	≈ 0
<i>Ladeluftversorgung</i>	Bis zu 10 bar Ladedruck, bereitgestellt von einem externen Kompressor
<i>Gasbeimengung</i>	Äußere Gemischbildung mit Venturimischer
<i>Dieseinspritzung</i>	Common Rail System mit bis zu 2200 bar Einspritzdruck
<i>Massenausgleich</i>	1. und 2. Ordnung

Tabelle 1: Spezifikationen des Einzylinder-Forschungsmotors

Die Turboaufladung wird am Forschungsmotor durch Bereitstellung von Ladeluft mittels externer Kompressoren sowie durch Regelung des Abgasgedrucks im Abgasstrang mittels einer Klappe nachgestellt. Für die Untersuchung von Brennverfahren mit Abgasrückführung (AGR) steht eine AGR-Anlage zur Verfügung, bei der Abgas vor der Gegendruckklappe aus dem Abgasstrang entnommen und über einen Kühler und einen Wasserabscheider mittels eines elektrisch angetriebenen Kompressors wieder dem Einlasssystem des Motors zugeführt werden kann. Um reproduzierbare Versuchsbedingungen zu erzielen, werden die dem Motor zugeführten Medien wie Kraftstoff, Luft, Schmieröl und Kühlwasser konditioniert. Alle relevanten Messgrößen werden über eine umfassende kurbelwinkel- und zeitbasierte Messtechnik am Prüfstand erfasst.

Zusätzlich zur Vermessung stationärer Betriebspunkte besteht die Möglichkeit, transiente Betriebsmodi mit dem Einzylinder-Forschungsmotor an einem transientfähigen Prüfstand zu untersuchen. Dieser Prüfstand ist mit einer hochdynamischen Leistungsbremse sowie mit Aktuatoren mit entsprechend kurzen Ansprechzeiten ausgestattet. Somit kann das transiente

Verhalten eines Mehrzylindermotors mit dem Forschungsmotor nachgestellt werden. Zu diesem Zweck wird der Prüfstand nach einem Hardware-in-the-Loop Konzept betrieben, mit einer realen Abbildung der Verbrennung im Forschungsmotor und Aufprägung der Ladungswechselrandbedingungen und der Trägheit des Mehrzylindermotors basierend auf einem Simulationsmodell. Detaillierte Informationen zum transienten Prüfstands-betrieb sind in [25] [27] zu finden.

Zur Untersuchung von Abgaskatalysatoren wurde ein Katalysator-testsystem entwickelt, siehe [3], welches als Teil des Abgasstranges des Einzylinder-Forschungsmotors in den Prüfstand integriert ist. Mit diesem System können die funktionellen Eigenschaften von bis zu neun Katalysatorproben gleichzeitig charakterisiert werden. Der Volumenstrom über die Katalysatorproben sowie das Druckniveau vor den Katalysatorproben können geregelt werden. Zudem können dem Motorabgas zusätzliche Gase zudosiert werden, um verschiedenste Abgaszusammensetzungen reproduzierbar darzustellen.

Folgende Motorkonzepte, welche am Forschungsmotor untersucht wurden, werden in diesem Beitrag analysiert und bewertet:

Gasmotor: Die hochoptimierte Gasmotorkonfiguration ist mit einer zentral angeordneten, gasgespülten Vorkammer mit elektrischer Funkenzündung ausgestattet. Diese ermöglicht eine effiziente Entflammung des vorge-mischten, mageren Brenngas-Luft Gemisches im Hauptbrennraum, vgl. [24] [30]. Das Verdichtungsverhältnis beträgt 12.5:1, die Nockenwelle weist eine Einlasssteuerzeit nach dem Millerverfahren (vgl. [38] [47]) mit sehr frühem Einlassschluss auf.

Diesel-Gas Motor: Bei diesem Dual Fuel Motorkonzept wird ein vorge-mischtes Brenngas-Luft Gemisch mittels einer kleinen Menge direkt eingespritzten Dieselkraftstoffes entzündet, vgl. [29]. Zur Einspritzung des flüssigen Kraftstoffes kommt in der untersuchten Konfiguration ein fortschrittlicher „Wide Range“ Dieselinjektor in zentraler Einbaulage im Zylinderkopf zum Einsatz, vgl. [22]. Dieser besitzt die Fähigkeit, alle Betriebsmodi von Kleinstmengen im Dual Fuel Betrieb ($\approx 1\%$ Dieselanteil¹ bei Vollast) bis hin zu reinem Dieselpetrieb mit einer dafür optimierten Düse abzudecken. Das Verdichtungsverhältnis beträgt 12:1, die Millersteuerzeit ist im Vergleich zum Gasmotor moderat ausgelegt. In diesem Beitrag wird schwerpunktmäßig der Dual Fuel Betriebsmodus mit kleinsten Dieselanteilen betrachtet.

Dieselmotor: Die Dieselsonfiguration umfasst einen zentral im Zylinderkopf angeordneten Dieselinjektor mit einer gut abgestimmten Düsen- und Kolbengeometrie zur Erreichung einer optimalen Motorperformance. Da beim Dieselpetrieb keine klopfende Verbrennung auftritt, kann das Verdichtungsverhältnis mit 17:1 deutlich höher gewählt werden als bei den ottomotorischen Brennverfahren. Der Motor ist mit einer im Vergleich zum Gasmotor moderaten Millersteuerzeit ausgestattet.

¹ Anteil des Dieselkraftstoffes an der gesamten zugeführten Kraftstoffenergie.

Dieselmotor mit AGR: Im Unterschied zum Dieselmotor ohne AGR kommen bei dieser Variante Drallbleche in den Einlasskanälen zur Erzielung einer moderaten Drallströmung zum Einsatz. Das Verdichtungsverhältnis beträgt 17.5:1. Die Einlasssteuerzeit wurde im Vergleich zum Dieselmotor für einen besseren Liefergrad etwas nach spät verschoben.

2.2 Analyse des Wirkungsgradpotentials unter Berücksichtigung der innermotorischen Emissionen

Für die Evaluierung der innermotorischen Potentiale der Motorkonzepte wurde je ein Betriebspunkt mit einem indizierten Mitteldruck (IMEP) von 24 bar bei einer Motordrehzahl von 1500 min^{-1} ausgewählt. Neben den Motorspezifikationen ist auch die Führung der Brennverfahren hinsichtlich des Standes der Technik repräsentativ und daher gut geeignet die Motorkonzepte zu charakterisieren. Die Randbedingungen bei der Versuchsdurchführung, wie z.B. Ladelufttemperatur und Ladeluftfeuchte, weisen zwischen den Konzepten zwar teilweise geringfügige Unterschiede auf, die Grundaussagen werden dadurch allerdings nicht eingeschränkt. In [40] und [41] wurde bereits eine ähnliche Gegenüberstellung der Konzepte Gas, Diesel-Gas und Diesel diskutiert. Die Datenbasis für die Konzepte Gas und Diesel ist in diesem Beitrag dieselbe. Basierend auf neuesten Erkenntnissen konnte jedoch das Wirkungsgradniveau des Diesel-Gas Konzeptes durch eine Optimierung von Düsengeometrie und Motorparametern weiter verbessert werden. Dementsprechend wurde für den Vergleich ein aktueller Betriebspunkt gewählt, der dieses Potential zeigt. Das Diesel Konzept mit AGR wurde zusätzlich in den Vergleich aufgenommen.

Für die gewählten Betriebspunkte der vier Konzepte wurde mittels nulldimensionaler Motorprozessrechnung eine Verlustanalyse nach Pischinger et al. [36] durchgeführt, welche einen detaillierten Einblick in die Unterschiede der Brennverfahren ermöglicht. Abbildung 1 zeigt das Ergebnis der Verlustanalyse. Die Ausgangsbasis der Verlustanalyse stellt der theoretisch erreichbare Wirkungsgrad des sogenannten vollkommenen Motors unter der Annahme einer Gleichraumverbrennung und Berücksichtigung des realen Ladungszustandes (η_v) dar. Nach Abzug der Einzelverluste durch unvollkommene Verbrennung ($\Delta\eta_{uV}$)¹, realen Verbrennungsablauf ($\Delta\eta_{rV}$)² und Wandwärmeübergang ($\Delta\eta_{Ww}$)³ errechnet sich letztlich der indizierte Hochdruckwirkungsgrad η_{i_HD} . Um eine Beeinflussung der Aussagen durch die unterschiedlichen Ventilsteuerzeiten und Annahmen hinsichtlich Turboladerwirkungsgrad und Reibmitteldruck zu vermeiden, wird auf die Darstellung des indizierten Wirkungsgrades des Gesamtzyklus und des effektiven Wirkungsgrades verzichtet.

Die beiden ottomotorischen Brennverfahrenskonzepte werden bei NO_x -Emissionen von 500 mg/mn^3 bezogen auf 5 % O_2 ($\text{BSNO}_x \approx 1.3 \text{ g/kWh}$)

¹ Verluste durch unvollkommene Verbrennung entstehen durch jene Kraftstoffanteile, die im Brennraum nicht oder nur teilweise umgesetzt werden.

² Verluste durch realen Verbrennungsablauf entstehen durch die Abweichung des realen Verbrennungsprozesses vom Gleichraumverbrennungsprozess des idealen Motors.

³ Verluste durch Wandwärmeübergang entstehen durch die Wärmeübertragung der Zylinderladung an die Brennraumwände.

gemäß dem in Deutschland gültigen TA-Luft Emissionsgrenzwert für Magergasmotoren und Zündstrahlmotoren [10] verglichen. Im Vergleich zum Gasmotor weist der Diesel-Gas Motor ein niedrigeres Wirkungsgradniveau bezogen auf den vollkommenen Motor auf. Das ist einerseits durch das niedrigere Verdichtungsverhältnis bedingt. Andererseits ist das Luftverhältnis beim Diesel-Gas Motor um mehr als 0.1 Punkte niedriger als beim Gasmotor. Das Luftverhältnis des Gasmotors kann mit dem Diesel-Gas Motor nicht erreicht werden, da die Diesel-Piloteinspritzung das magere Brenngas-Luft Gemisch trotz optimierter Düsengeometrie nicht mit der hohen Intensität entflammt, wie das mit der gasgespülten Vorkammer beim Gasmotor der Fall ist. Eine Anhebung des Dieselanteils von 1.5 % bei diesem Betriebspunkt zur Verbesserung des Zündverhaltens ist hinsichtlich der Einhaltung des NO_x -Emissionsgrenzwertes keine Option. Die grundsätzliche Abhängigkeit der spezifischen Stickoxidemissionen vom Dieselanteil wurde bereits in [22] ausführlich diskutiert.

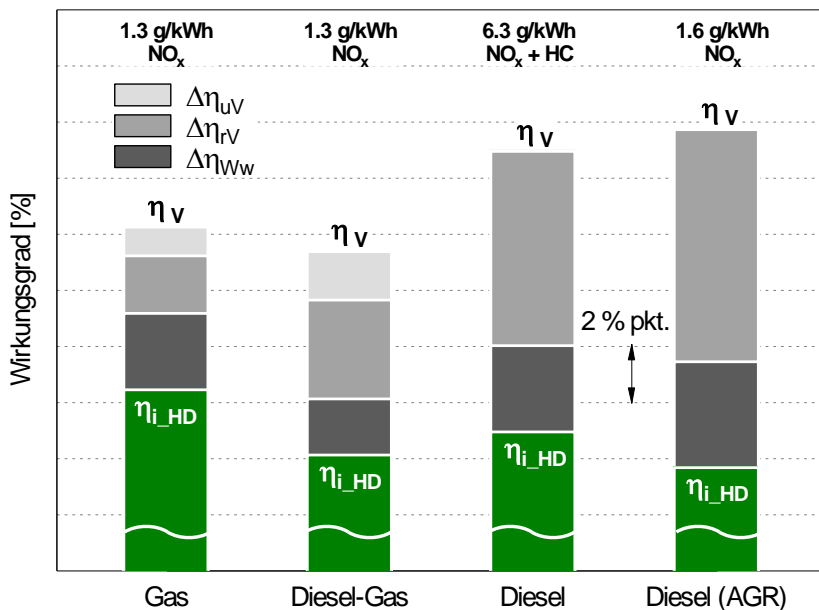


Abbildung 1: Vergleich der Motorkonzepte – Verlustanalyse

Die Verluste durch unvollkommene Verbrennung und realen Verbrennungsablauf fallen beim Gasmotor niedriger aus als beim Diesel-Gas Motor. Diese Vorteile sind wiederum auf die gute Abmagerbarkeit mit der gasgespülten Vorkammer des Gasmotors zurückzuführen. Dieser kann bei gleichen NO_x -Emissionen bei einer früheren Verbrennungslage als der Diesel-Gas Motor betrieben werden, was durch die Brennverläufe in Abbildung 2 verdeutlicht wird. Die frühere Verbrennungslage wirkt sich nicht nur auf die Minimierung von $\Delta\eta_{rV}$ sondern auch auf jene von $\Delta\eta_{uV}$ positiv aus. Mit der früheren Verbrennungslage und dem höheren Verdichtungsverhältnis ergeben sich zwar Nachteile hinsichtlich der Wandwärmeverluste, insgesamt verbleibt dem Gasmotor allerdings ein signifikanter Vorteil von

mehr als 2 %-Punkten im indizierten Hochdruckwirkungsgrad im Vergleich zum Diesel-Gas Motor.

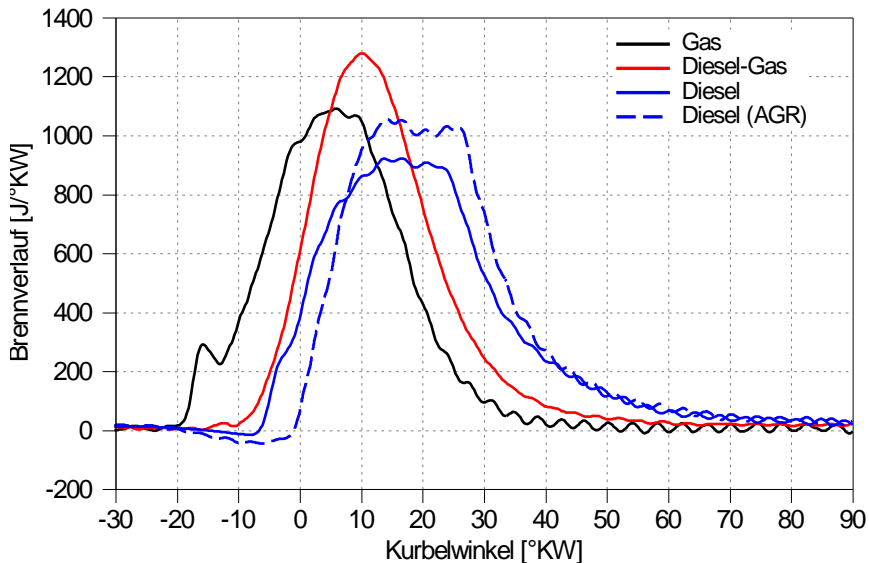


Abbildung 2: Vergleich der Motorkonzepte – Brennverläufe

Das NO_x-Emissionsniveau von 1.3 g/kWh kann mit dem Dieselmotor ohne AGR nicht erreicht werden. Für den Vergleich wurde daher ein Betriebspunkt gewählt, der für die Emissionsanforderungen der US EPA Tier 2 Gesetzgebung für „Nonroad Compression-ignition Engines“ mit einer Leistung >560 kW (siehe [50]) mit einem Zyklusgrenzwert für NO_x+NMHC (Non-Methane Hydrocarbons) von 6.4 g/kWh optimiert wurde. Im Vergleich zu den ottomotorischen Konzepten weist das Brennverfahren eine deutlich andere Charakteristik in der Verlusteileitung auf. Mit seinem hohen Verdichtungsverhältnis hat der Dieselmotor deutliche Vorteile beim Wirkungsgrad des vollkommenen Motors. Während bei den mit Gas betriebenen Motoren aufgrund des homogenen Gemisches beachtliche Emissionen an teil- und unverbrannten Kohlenwasserstoffen auftreten, welche beispielsweise durch Flammenverlöschten in der Nähe der Brennraumwände, Überspülung während der Ventilüberschneidungsphase oder Absorption und Desorption des Kraftstoffes im Schmieröl bedingt sind (vgl. [5] [11] [20]), sind die Umsetzungsverluste beim Dieselmotor bedingt durch die Diffusionsverbrennung sehr niedrig. Die Verluste durch unvollkommene Verbrennung sind folglich vernachlässigbar klein. Beachtlich sind allerdings die Verluste durch realen Verbrennungsablauf, welche aus der späten Verbrennungslage, erforderlich für die Einhaltung des NO_x+NMHC Grenzwertes, resultieren. Bedingt durch das hohe Verdichtungsverhältnis ergeben sich trotz der späten Verbrennungslage vergleichsweise hohe Wandwärmeverluste. Die gesamten Verluste sind beim Dieselmotor signifikant höher als beim Gasmotor, so dass trotz des höheren Wirkungsgrades des vollkommenen Motors der indizierte Hochdruckwirkungsgrad des Gasmotors nicht erreicht werden kann. Im Vergleich zum Diesel-Gas Motor ist der

indizierte Hochdruckwirkungsgrad des Dieselmotors zwar etwas höher, zu berücksichtigen bleiben allerdings die Nachteile bei den NO_x-Emissionen.

Eine Möglichkeit, die NO_x-Emissionen beim Dieselmotor innermotorisch zu reduzieren, ist die Rückführung von Abgas in die Ansaugluft, vgl. [7] [35] [36]. Für die Verlustanalyse wurde ein Betriebspunkt des Dieselmotors mit AGR gewählt, der die NO_x Emissionsanforderung der US EPA Tier 4 Gesetzgebung für „Line-Haul Locomotives“ (siehe [51]) mit einem Zyklusgrenzwert für NO_x von 1.74 g/kWh erfüllt. Zur Erreichung dieses Wertes wurde der Motor mit einer AGR-Rate¹ von knapp 25 % betrieben. Die Charakteristik der Verlustanalyse gleicht jener des Dieselmotors ohne AGR. Bedingt durch das etwas höhere Verdichtungsverhältnis ergeben sich für das Konzept mit AGR leichte Vorteile beim Wirkungsgrad des vollkommenen Motors. Trotz Absenkung der Verbrennungstemperatur durch das rückgeführte Abgas muss eine etwas spätere Verbrennungslage gewählt werden, um den NO_x-Grenzwert zu erfüllen, dadurch sind die Verluste durch realen Verbrennungsablauf höher. Mit ebenfalls etwas höheren Wandwärmeverlusten verbleibt ein indizierter Hochdruckwirkungsgrad, der etwas niedriger als jener des Dieselmotors ohne AGR ist.

Der Einsatz von AGR erfordert eine diffizile Abstimmung des Gesamtsystems, da den mit steigenden AGR-Raten üblicherweise ebenfalls steigenden Partikelemissionen entgegengewirkt werden muss. Zielführende Maßnahmen sind neben hohen Einspritzdrücken auch hohe Luftverhältnisse, welche entsprechende Anforderungen an das Einspritzsystem und die Aufladegruppe darstellen, vgl. [7] [12] [28]. Zur Erzielung adäquater Partikelemissionen wurde beispielsweise der Dieselmotor ohne AGR mit einem Raildruck von 1600 bar betrieben, bei der Variante mit AGR war eine Erhöhung des Druckes auf 2200 bar erforderlich. Bei der Interpretation der Wirkungsgradaussagen zum Dieselmotor mit AGR ist zu beachten, dass die Wahl der AGR-Rate einen wichtigen Einfluss auf das Ergebnis hat. So ist es zum Beispiel denkbar, das Wirkungsgradniveau durch Früherstellung der Verbrennungslage bei höherer AGR-Rate zu erhöhen, die Partikelemissionen sind dann innermotorisch allerdings möglicherweise nicht mehr in den Griff zu bekommen.

Aus Emissionssicht bleiben somit NO_x- und Partikel die relevanten Themen beim Großdieselmotor. Abhängig von den Grenzwerten ist abzuwägen, ob es sich lohnt, diese mit aufwändigen innermotorischen Maßnahmen, welche ein komplexes Motordesign erfordern, oder durch Anwendung von Abgasnachbehandlung einzuhalten. Der bereits hohe Aufwand zur Erreichung der US EPA Tier 4 Emissionsgrenzwerte für „Line-Haul Locomotives“ deutet darauf hin, dass noch deutlich strikteren Grenzwerten, wie z.B. jenen der US EPA Tier 4 Gesetzgebung für „Generator sets“ mit einer Leistung >560 kW (siehe [52]) mit einem Limit für NO_x von 0.67 g/kWh, sinnvollerweise mit Abgasnachbehandlung begegnet wird, vgl. [12] [35] [49].

¹ Der Anteil des rückgeführten Abgases bezieht sich auf die Summe der dem Motor zugeführten Luftmasse und rückgeführten Abgasmasse.

Beim Gasmotor führt die Verbrennung des mageren Brenngas-Luft Gemische im Allgemeinen zu keiner hinsichtlich Emissionsgesetzgebung relevanten Bildung von Partikelemissionen, vgl. [39]. Sehr kleine Dieselanteile vorausgesetzt, kann diese Aussage auch auf die Diesel-Gas Verbrennung übertragen werden. Aufgrund des günstigen Kohlenstoff-Wasserstoff-Verhältnisses im Kraftstoff bieten mit Erdgas betriebene Motoren außerdem ein erhebliches CO₂ Einsparpotential gegenüber Dieselmotoren, die mit flüssigen fossilen Kraftstoffen betrieben werden, vgl. [6]. Zudem hat der Gasmotor das Potential, das NO_x-Emissionsniveau deutlich unter den Grenzwert von 500 mg/mn³ bezogen auf 5 % O₂ der TA Luft abzusenken. Wie beispielsweise die Untersuchungen in [39] und [45] zeigen, sind auch NO_x-Emissionen von 200 mg/mn³ bezogen auf 5 % O₂ innermotorisch darstellbar. Somit können auch die Anforderungen der US EPA Tier 4 Gesetzgebung mit dem NO_x-Grenzwert von 0.67 g/kWh erfüllt werden. Eine weitere signifikante Reduktion der Stickoxidemissionen ist schwierig, da die dazu erforderliche Erhöhung des Luftverhältnisses zu einem starken Anstieg der Umsetzungsverluste und damit der Emissionen von Kohlenwasserstoffen (HC) und CO führt, siehe auch [39] und [45]. Dieser Zielkonflikt zwischen niedrigen NO_x- und HC-Emissionen kann auch beim Diesel-Gas Motor beobachtet werden.

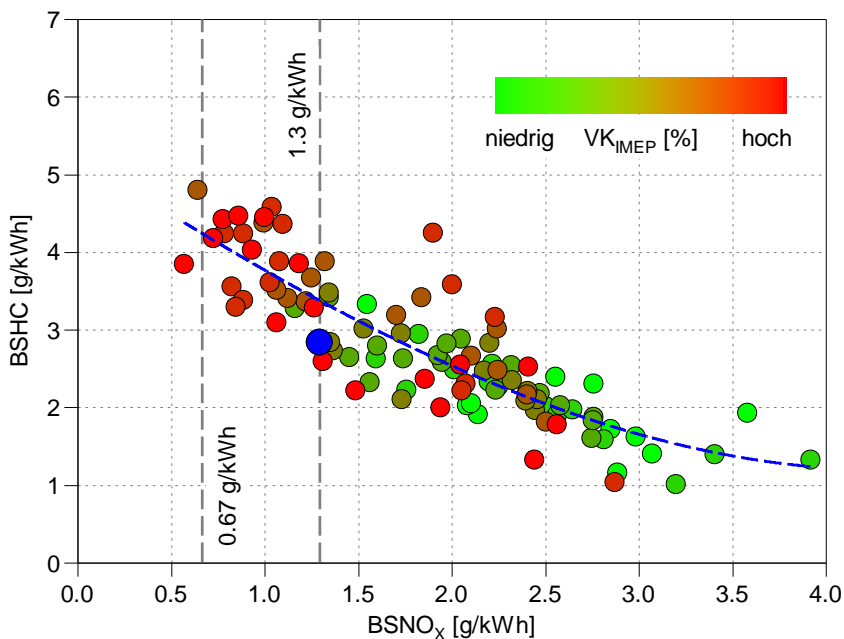


Abbildung 3: Zielkonflikt zwischen NO_x- und HC-Emissionen beim Diesel-Gas Motor

Abbildung 3 zeigt diesen Zielkonflikt exemplarisch basierend auf den Ergebnissen von Parametervariationen am Einzylinder-Forschungsmotor. Alle Betriebspunkte wurden bei einem IMEP von 24 bar und konstantem, wirkungsgradgünstigen Luftverhältnis gemessen. Der in der Verlustanalyse diskutierte Betriebspunkt ist blau eingezeichnet. Die Farbschattierung der Punkte repräsentiert den Variationskoeffizienten des IMEP (VK_{IMEP}) als

Maß für die Verbrennungsstabilität. Mit sinkenden NO_x-Emissionen ist neben dem Anstieg der HC-Emissionen eine ausgeprägte Verschlechterung der Verbrennungsstabilität zu beobachten. Das für den Gasmotor mögliche NO_x-Niveau von 0.67 g/kWh dürfte mit dem Diesel-Gas Motor daher kaum in einer Serienanwendung umsetzbar sein.

Beim Gasbrennverfahren und beim Diesel-Gas Brennverfahren können aus Emissionssicht somit teil- und unverbrannte Kohlenwasserstoffe sowie, trotz günstiger innermotorischer Eigenschaften, NO_x als besonders relevante Themen im Großmotorenbereich gesehen werden. Beispielsweise wird der mit der geplanten Revision der TA Luft Gesetzgebung in Deutschland [9] vorgeschlagene NO_x-Grenzwert von 100 mg/mn³ bezogen auf 5 % O₂ von beiden Konzepten kaum ohne Abgasnachbehandlung darstellbar sein.

2.3 Abgasnachbehandlung

Reichen motorinterne Maßnahmen nicht mehr aus, um alle Emissionsgrenzwerte zu unterschreiten, bieten Abgasnachbehandlungstechnologien die Möglichkeit Motorabgasemissionen weiter zu reduzieren. Beim Dieselmotor betrifft dies speziell die Partikel- und NO_x-Emissionen, für deren Reduktion sich insbesondere in On-Road Applikationen die nachführend angeführte Verfahren etabliert haben, vgl. [23]. Neben Diesel-Partikel-Filtern zur Ruß-/Partikelreduktion kommen „Lean NO_x Traps“ oder selektive katalytische NO_x Reduktion (SCR) unter Zugabe eines Reduktionsmittels zum Einsatz. Eine kontinuierliche Weiterentwicklung dieser Technologien geht einher mit verringerten Emissionsgrenzwerten, anspruchsvolleren Testzyklen und zusätzlichen limitierten Größen, wie beispielsweise der Partikelanzahl [18].

Sowohl für mager betriebene Gasmotoren als auch für Diesel-Gas Motoren mit geringen Dieselanteilen stehen Kohlenwasserstoff- und NO_x-Emissionen im Fokus der Abgasnachbehandlung. Das bewährte Konzept des „Lean NO_x traps“ ist hier nicht zielführend, da dieses eine kurzfristige Anreicherung des Gemisches zur Regeneration erfordert, was zu klopfender Verbrennung führen kann. Die SCR Technologie ist beim Magergasmotor daher der Stand der Technik zur Reduktion der NO_x Emissionen [4] [46], wobei auch hier eine kontinuierliche Weiterentwicklung erforderlich ist, um beispielsweise Kaltstartemissionen und Ammoniakslupf zu reduzieren.

Für Dual Fuel Motoren ist bei der Auslegung des Abgasnachbehandlungssystems sowohl der Dual Fuel- als auch der Dieselmotorbetrieb zu berücksichtigen, was beispielsweise bei der Auswahl des SCR Katalysators zu einem Zielkonflikt führen kann. Unterscheiden sich die Abgastemperaturen der Betriebsarten erheblich, wird ein SCR Katalysator mit weitem Temperaturfenster [37] oder ein Abgaskühler benötigt. Für eine Anwendung, die die US EPA Tier 4 Emissionsgrenzwerte für „Generator sets“ [52] erfüllen muss, kommt eine Kombination aus Oxidationskatalysator und SCR Katalysator zum Einsatz. Bei der Anordnung der Komponenten sind nicht nur thermische Aspekte zu berücksichtigen, sondern auch die bestmögliche Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Bauraums und der Einfluss des

Oxidationskatalysators auf das für die NO_x Reduktion signifikante NO/NO_2 Verhältnis [33].

Bei der katalytischen Reduktion der HC-Emissionen von Gasmotoren und Diesel-Gas Motoren ist die Methanreduktion das entscheidende Kriterium, da der Methananteil der HC-Emissionen in der Regel mehr als 90 % beträgt, vgl. [5] [34]. Aufgrund des hohen Treibhauspotentials beinhalten aktuelle [14] und in Planung befindliche [13] Abgasgesetzgebungen zunehmend auch Methanemissionsgrenzwerte. Die größte Herausforderung bei der CH_4 -Umwandlung ist die hohe chemische Stabilität des Moleküls [15], wodurch eine sehr hohe Aktivierungsenergie und damit im Motor hohe Abgastemperaturen benötigt werden, vgl. [17]. Das im Vergleich zu stöchiometrisch betriebenen Motoren niedrige Abgastemperaturniveau von Magergasmotoren stellt daher eine besondere Herausforderung dar (vgl. [15] [16]) und erfordert eine spezifische Kombination aus Beschichtung und Trägermaterial des Methankatalysators und bevorzugt eine Einbaulage vor der Abgasturbine.

Im Rahmen von experimentellen Untersuchungen, welche in [3] ausführlich diskutiert wurden, wurden vielversprechende CH_4 -Katalysatortechnologien in einer magergasmotortypischen Abgasumgebung evaluiert. Zwei Palladium (Pd) Katalysatoren mit unterschiedlicher Beladung sowie zwei Katalysatoren mit leicht veränderter Mischbeschichtung aus Pd und Platin (Pt) kamen hierfür auf einem hochentwickelten Metalloxidträger zum Einsatz. Die vier Varianten wurden im Hinblick auf die Temperaturabhängigkeit der Konvertierungsraten bewertet.

Für die Evaluierung der Katalysatorproben wurde der Einzylinder-Forschungsmotor in der beschriebenen Gasmotorkonfiguration aufgebaut. Alle Messungen erfolgten bei einem indizierten Mitteldruck von ≈ 22.5 bar und einem NO_x -Gehalt im Abgas von ≈ 500 mg/m^3 bezogen auf 5 % O_2 . Die volumetrische Abgaszusammensetzung betrug ≈ 11 % H_2O , ≈ 5 % CO_2 , ≈ 11 % O_2 und ≈ 72 % N_2 , mit durch zusätzlicher HC-Dosierung konstant gehaltenen Kohlenwasserstoffkonzentrationen von 700 ppm CH_4 , 100 ppm C_2H_6 und 50 ppm C_3H_8 . Die gewählten Abgastemperaturen von 555 °C und 585 °C und die konstante Raumgeschwindigkeit von 100 k/h sind repräsentativ für einen Gasmotor mit motornahem Katalysator vor dem Turbolader.

Abbildung 4 zeigt die bei diesen Randbedingungen gemessene Abgastempersensitivität der vier Katalysatorbeschichtungen. Es zeigt sich ein eindeutiger Trend in Richtung höherer CH_4 -Umwandlungsraten mit steigender Abgastemperatur, wobei die erzielten Konvertierungsraten unter 80 % angesiedelt sind. Bei den reinen Pd-Katalysatoren kann das CH_4 -Konvertierungsniveau durch eine höhere und damit kostenintensivere Beladung angehoben werden. Es ist jedoch überproportional mehr Beladung notwendig, um einen nennenswerten Zuwachs der Konvertierungsrate zu erzielen. Mit der höheren Beladung nimmt die Tempersensitivität gleichzeitig etwas ab. Die Beigabe von Pt in die Katalysatorbeschichtung führt im gewählten Temperaturbereich zu einer Reduktion der CH_4 -Konvertierungsrate und einer Erhöhung der Tempersensitivität.

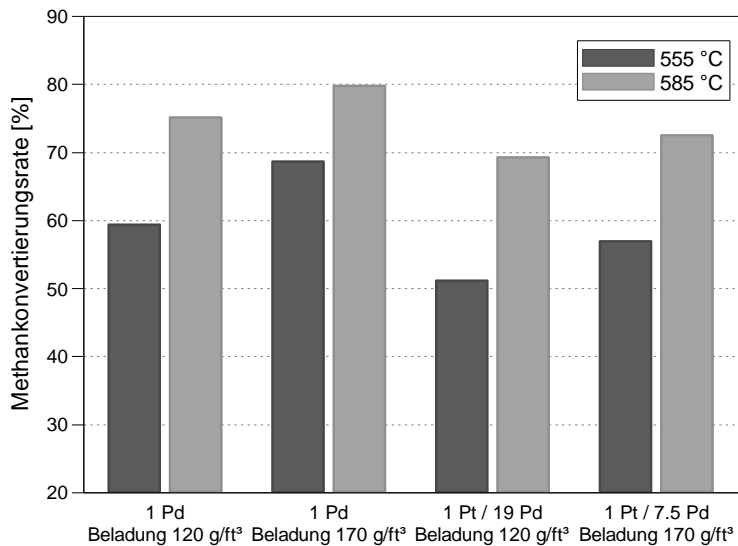


Abbildung 4: Abgastempersensitivität verschiedener Katalysatorbeschichtungen [3]

Eine vollständige katalytische Umwandlung des chemisch hochstabilen CH_4 wurde mit den untersuchten Katalysatorproben und den gewählten Randbedingungen nicht erreicht. Darüber hinaus ist mit einer Abnahme der Leistungsfähigkeit der Katalysatoren mit zunehmender Einsatzdauer durch thermische Alterung oder bedingt durch Vergiftungserscheinungen zu rechnen. Neben der Verbesserung der grundsätzlichen Funktionalität der Methankatalysorteknik für Magerverbrennungskonzepte besteht somit intensiver Forschungsbedarf für die Entwicklung von effektiven Katalysatorreaktivierungsstrategien. Eine motornahe Platzierung des Methankatalysators erscheint aufgrund der erforderlichen Abgastemperaturen unumgänglich.

3. Robustheit und Transientverhalten

Die unterschiedlichen Wirkungsweisen der drei betrachteten Motorkonzepte haben unmittelbare Auswirkungen auf deren Robustheit und Transientfähigkeit. In diesem Beitrag bezieht sich das Thema Robustheit lediglich auf den Verbrennungsprozess, während die mechanische Haltbarkeit von Motorkomponenten nicht berücksichtigt wird. Ein Brennverfahren ist als robust anzusehen, wenn die Verbrennungsstabilität unempfindlich gegenüber Änderungen von Betriebsrandbedingungen (z.B. Ladelufttemperatur, Kraftstoffqualität, Einspritz- bzw. Zündzeitpunkt, Luftverhältnis) ist. Bei wenig robusten Brennverfahren kann es im ungünstigen Fall zu Verbrennungsaussetzern oder klopfender Verbrennung kommen.

Der Dieselmotor mit innerer Gemischbildung hat deutliche Robustheitsvorteile gegenüber den ottomotorischen Konzepten mit äußerer Gemischbildung. Die mit der Direkteinspritzung des Dieselmotorkraftstoffes eingeleitete Diffusionsverbrennung ist nicht klopfgefährdet und weist selbst bei großen Abweichungen von Motorparametern kaum Tendenzen zu Verbrennungsaussetzern auf. Änderungen der Betriebsrandbedingungen beeinflussen

somit in erster Linie Wirkungsgrad und Emissionen. Sowohl beim Gasmotor als auch beim Diesel-Gas Motor sind Klopfen und Aussetzer wesentliche Kriterien bei der Brennverfahrensentwicklung. Ohne Gegenmaßnahmen reduziert sich das zwischen Klopfgrenze und Aussetzergrenze gebildete Betriebsfenster mit zunehmender Last. Eine Erhöhung der Leistungsdichte erfordert daher häufig umfangreiche Optimierungsmaßnahmen (Aufladung, Zündsystem, Steuerzeiten, Kolbendesign, etc.), um einen stabilen Motorbetrieb zu gewährleisten, vgl. [54]. Das Diesel-Gas Brennverfahren stellt im Dual Fuel Betrieb eine besondere Herausforderung hinsichtlich Robustheit dar. Im Vergleich zum Gasmotor beeinflussen zusätzlich eine weitere Kraftstoffqualität sowie die Aufteilung der beiden Kraftstoffe die Verbrennungsstabilität. Wie aus früheren Studien [22] [40] [41] bekannt ist, reagieren Zündverzug und Brennverlauf sehr sensitiv auf Änderungen der Dieseldieselkraftstoffeinspritzung, wodurch diese maßgeblich die Stabilität der Verbrennung beeinflusst.

Die Robustheit eines Brennverfahrens beeinflusst dessen Transientfähigkeit, da es beim transienten Motorbetrieb häufig zu Abweichungen eines oder mehrerer Betriebsparameter vom stationären Sollwert kommt. Der Vorteil des Dieselmotors gegenüber den anderen Konzepten liegt in der inneren Gemischbildung und der Diffusionsverbrennung, die einen Betrieb in einem größeren Luftverhältnisbereich ermöglicht. Eine Erhöhung der im Zylinder verfügbaren Dieseldieselkraftstoffmasse kann bei einer steigenden Lastanforderung bereits im nächsten Arbeitsspiel erfolgen und ist lediglich durch systembedingte Grenzen, z.B. Rußgrenze, maximale Abgastemperatur oder Zylinderspitzenenddruck, limitiert. Beim Gasmotor ist die Lastaufschaltung darüber hinaus durch eine klopfende Verbrennung und beim Einsatz einer zentralen Gemischbildung vor dem Turbolader durch eine verzögerte Erhöhung der Kraftstoffmasse im Zylinder begrenzt. Der Nachteil der zentralen Gemischbildung kann durch eine zylinderindividuelle Gaseinblasung in die Einlasskanäle beseitigt werden, die Problematik der klopfenden Verbrennung und der damit verbundenen begrenzten Lastaufschaltung bleibt jedoch bestehen. Hier zeigt der Dual Fuel Motor einen Vorteil gegenüber dem Gasmotor, da bei hohen transienten Anforderungen mit kurzer Verzögerung in den Dieseldieselbetrieb umgeschaltet und die Gefahr einer klopfenden Verbrennung beseitigt werden kann.

Zur Optimierung der Transientfähigkeit des in diesem Beitrag bereits diskutierten Diesel-Gas Motors wurde ein 1D-Mehrzylindermodell mit zentraler Gemischbildung entwickelt, welches die Simulation von transienten Vorgängen im Generatorinselnbetrieb ermöglicht. Eine detaillierte Beschreibung des Modells, welches am transient betriebenen Einzylinder-Forschungsmotor validiert wurde, ist in [25] zu finden. Die wichtigste Regelgröße im Inselgeneratorbetrieb ist die Motordrehzahl, die davon abhängige Netzfrequenz muss in einem engen Toleranzband gehalten werden. Bei einer raschen Lastaufschaltung kommt es zu einer Reduktion der Motordrehzahl, da die geforderte elektrische Leistung zuerst aus der kinetischen Energie der rotierenden Massen gezogen wird. Die Motorsteuerung reagiert auf die Drehzahlabweichung durch Steigerung der Motorleistung. Die zulässigen Frequenz- und Spannungsabweichungen sowie die maximal zulässigen Dauern des Einschwingvorgangs im Generatorinselnbetrieb sind

in der Norm ISO 8528-5 [19] festgelegt. Die Grenzwerte dieser Norm werden in Klassen von G1 bis G3 unterteilt, wobei G3 die anspruchsvollste Klasse ist.

In Abbildung 5 sind die Ergebnisse von drei Simulationen einer Lastaufschaltung ausgehend von IMEP \approx 12 bar (50 % Last) im Inselgeneratorbetrieb dargestellt, siehe auch [25]. Bei den Simulationen „Basis-G1“ und „Basis-Max.“ wird der Lastsprung im Dual Fuel Betriebsmodus durchfahren. Der Dieselanteil entspricht dabei zu jedem Zeitpunkt dem lastabhängigen Dieselanteil im Stationärbetrieb. Diese zwei Simulationen unterscheiden sich lediglich in der Lastanforderung. Für den Fall „Basis-G1“ wurde die Lastaufschaltung so gewählt, dass die Drehzahlabweichung und Einschwingzeit der ISO 5828-5 Klasse G1 eingehalten wird. Der Fall „Basis-Max.“ stellt hingegen die maximal mögliche Lastaufschaltung ohne Berücksichtigung der ISO 5825-5 Grenzen dar. Der Simulationsfall „Optimiert“ repräsentiert eine Strategie, bei der während des Lastsprunges in den Dieselbetrieb gewechselt wird, um einen 50 % Lastsprung auf IMEP \approx 24 bar (100 % Last) zu ermöglichen.

IMEP_{target} zeigt die Lastanforderungen für die untersuchten Varianten. Um die ISO 5828-5 Klasse G1 zu erfüllen, ist der Lastsprung für den Fall „Basis-G1“ mit knapp 25 % begrenzt. Die Erhöhung des Lastsprunges auf den maximal möglichen Wert von etwa 30 % im Fall „Basis-Max“ führt bereits zu einer signifikant längeren Einregelzeit der Motordrehzahl. In beiden Fällen wird der Lastsprung durch Anfechtung des Brenngas-Luft Gemisches zur Erhöhung des IMEP ermöglicht. Gleichzeitig wird der Dieselanteil (φ_{diesel}) auf den lastabhängigen Wert im Stationärbetrieb, der mit steigender Last abnimmt, reduziert. Trotz Spätstellung der Verbrennungslage ist die Absenkung des globalen Luftverhältnisses (λ_{global})¹ stark limitiert, um klopfende Verbrennung zu vermeiden. Da der erhöhte Luftbedarf durch die Trägheit der Aufladegruppe nur verzögert bereitgestellt werden kann, erfolgt die Zunahme des IMEP nur langsam, was trotz der vergleichsweise geringen Lastanforderung zu einem großen Einbruch der Motordrehzahl mit einer langen Einregelzeit führt. Die grundsätzlichen Einschränkungen, die mit dem Lastsprung im ausschließlichen Dual Fuel Betriebsmodus einhergehen, entsprechen jenen eines Gasmotors.

Bei der Variante „Optimiert“ kann λ_{global} durch Umschaltung in den Dieselbetrieb im Vergleich zu den Basisvarianten deutlich weiter reduziert werden, was eine schnellere Erhöhung des IMEP und infolgedessen ein günstigeres Motordrehzahlverhalten bewirkt. Die ISO 5828-5 Klasse G2 wird beinahe eingehalten. Der Einsatz aufwändigerer Technologien wie variabler Einlasssteuerzeiten oder zylinderselektiver Gaseinblasung in die Einlasskanäle lässt eine weitere Verbesserung der Ergebnisse erwarten, vgl. [2] [43]. Durch die Möglichkeit, die Aufteilung der Kraftstoffe flexibel an die Einsatzbedingungen anzupassen, kann der Diesel-Gas Motor als guter

¹ Das globale Luftverhältnis berücksichtigt sowohl die zugeführte Gasmasse als auch die zugeführte Dieselmasse.

Kompromiss hinsichtlich Emissionsverhalten bei gleichzeitig ansprechendem Transientverhalten gesehen werden.

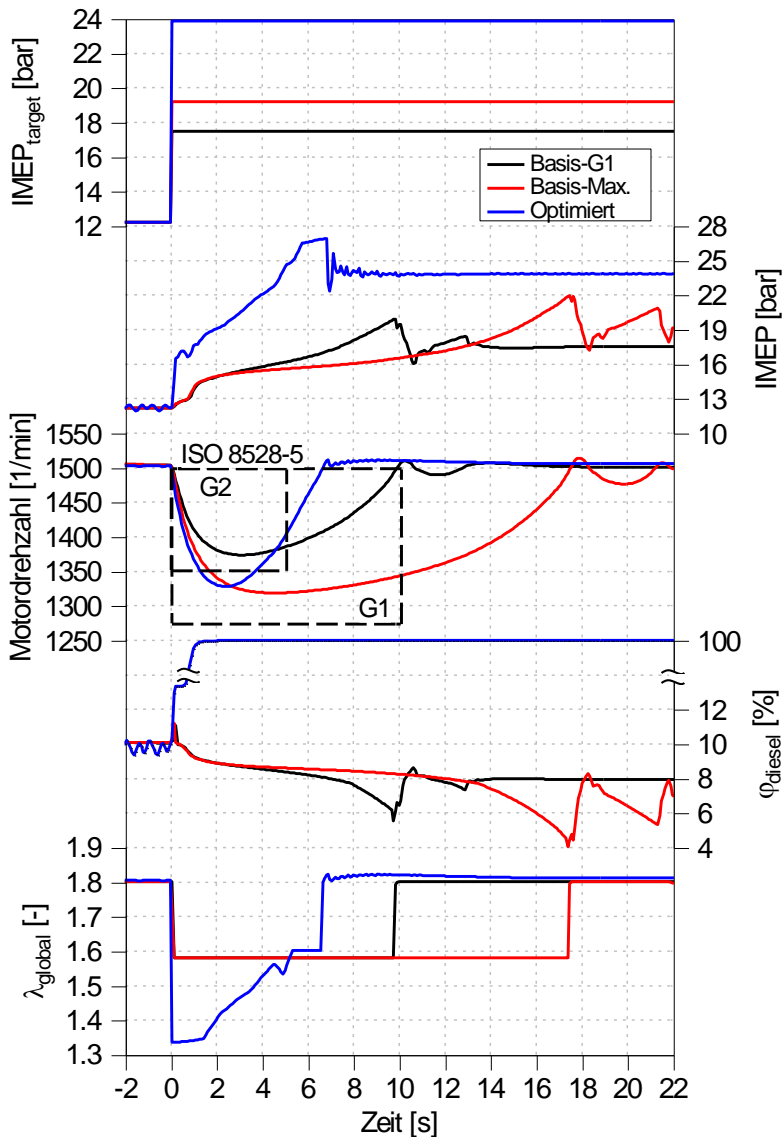


Abbildung 5: Vergleich unterschiedlicher Lastsprungstrategien beim Diesel-Gas Motor

4. Zusammenfassende Gegenüberstellung der Motorkonzepte

In diesem Abschnitt werden die diskutierten Eigenschaften des Gasmotors, des Diesel-Gas Motors, des Dieselmotors und des Dieselmotors mit AGR zusammenfassend gegenübergestellt. Abbildung 6 zeigt für die vier Brennverfahren je ein Spinnendiagramm, wobei die einzelnen Achsen die Eigenschaften Motorrohmissionen (HC, PM, NO_x, CO₂), Wirkungsgrad, Leistungsdichte, Robustheit und Transientfähigkeit repräsentieren. Da

eine auf jeweils einen Wert reduzierte quantitative Beurteilung dieser Kriterien schwer möglich ist, erfolgt der Konzeptvergleich auf qualitativer Basis, wobei große eingenommene Achsenbereiche Stärken der Konzepte repräsentieren. Auch wenn diese Methode der Bewertung sicherlich einen gewissen Spielraum für Diskussionen offenlässt, sollten die Qualitäten der einzelnen Brennverfahren relativ zueinander gut wiedergegeben werden. Beim Diesel-Gas Motor wurde der reine Dieselbetrieb nur für das Kriterium Transientfähigkeit berücksichtigt, während sich alle anderen Bewertungen auf den Dual Fuel Betrieb mit kleinen Dieselanteilen beziehen.

Der Vergleich der Diagramme für das Gas- und das Dieselmotorenverfahren verdeutlicht, dass die Stärken der beiden Konzepte in gänzlich unterschiedlichen Bereichen liegen. Beim Gasmotor steht dem äußerst günstigen Wirkungsgrad- und Emissionsverhalten eine prinzipbedingt geringere Robustheit des Brennverfahrens gegenüber, welche auch die Transientfähigkeit beeinflusst. Beim Dieselmotor führt die Diffusionsverbrennung zu einem hohen NO_x - und Partikelemissionsniveau. Der hohe Kohlenstoffanteil im Kraftstoff resultiert in einer ungünstigen CO_2 -Bilanz. Aus Emissions-sicht vorteilhaft ist der Dieselmotor nur bei den Kohlenwasserstoffen. Die hervorragende Robustheit des Brennverfahrens bietet sich für den Einsatz in hochtransienten Applikationen an. Bedingt durch die innere Gemischbildung hat der Dieselmotor im Vergleich zu den gemischansaugenden Konzepten das Potential für eine höhere Leistungsdichte, da er mit einem höheren Gemischheizwert (vgl. [36]) betrieben werden kann.

Ein optimales Brennverfahren müsste die Stärken des Gasmotors und des Dieselmotors in einem Konzept vereinen. Eine Umsetzung eines solch idealisierten Konzeptes ist praktisch nicht möglich. Beim Dieselmotor mit AGR beispielsweise wird ein sehr hoher Aufwand betrieben, um die NO_x -Emissionen auf ein akzeptables Level abzusenken. Trotzdem ist das NO_x -Niveau des Gasmotors kaum erreichbar, gleichzeitig ergeben sich im Vergleich zum Dieselmotor ohne AGR Nachteile, insbesondere bei den Partikelemissionen. Da die Emissionsproblematik innermotorisch gesamtheitlich nicht in den Griff zu bekommen ist, bleibt Abgasnachbehandlung beim Dieselmotor ein zentrales Thema. Bei sehr niedrigen Stickoxidgrenzwerten kann selbst der Einsatz von AGR maximal als unterstützende Maßnahme gesehen werden. Beim Gasmotor sind zur Erzielung eines guten transienten Verhaltens hochoptimierte Regelungsstrategien besonders für den Luft- und Gaspfad erforderlich, vgl. [43]. Selbst mit sehr komplexen Konzepten wird die Dynamikfähigkeit des Dieselmotors allerdings nicht erreichbar sein. Sehr niedrige NO_x -Emissionsgrenzwerte können auch mit dem Gasmotor nicht innermotorisch eingehalten werden. Zudem machen niedrige HC-Emissionsgrenzwerte Abgasnachbehandlung erforderlich. Besonders die absehbare Reglementierung von Methanemissionen stellt eine Herausforderung dar. Eine alternative Möglichkeit für sehr anspruchsvolle Emissionsgesetzgebungen ist der Betrieb des Gasmotors bei stöchiometrischem Luftverhältnis mit AGR, welcher den Einsatz von Drei-Wege-Katalysatoren ermöglicht, vgl. [31]. Dem Vorteil minimaler Emissionen stehen allerdings die Nachteile einer niedrigen Leistungsdichte und eines vergleichsweise hohen Kraftstoffverbrauches gegenüber, vgl. [53].

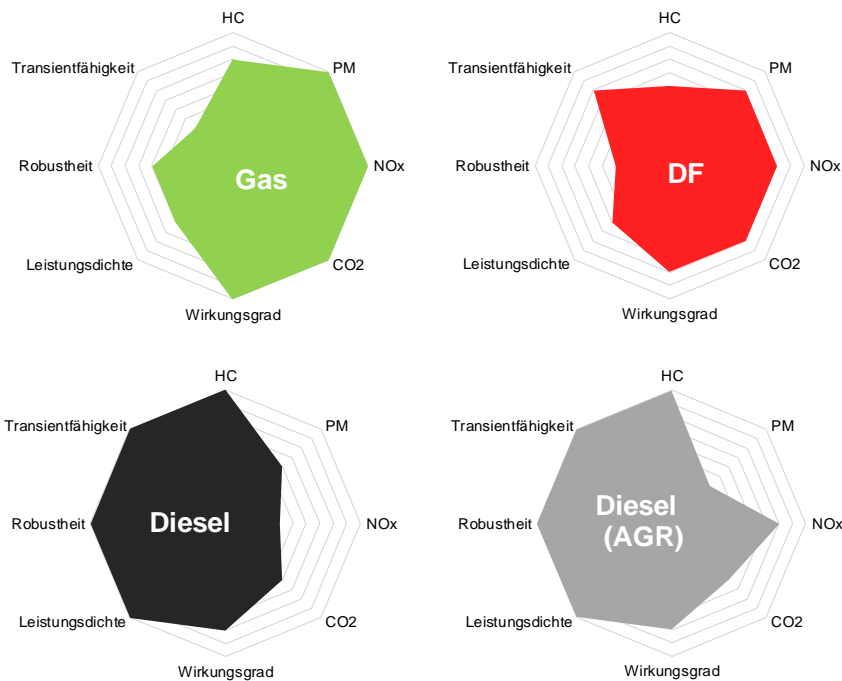


Abbildung 6: Gesamtbewertung der schnelllaufenden Motorkonzepte

Der Diesel-Gas Motor suggeriert mit seinem Namen eine Vereinigung der Stärken des Dieselmotors und des Gasmotors. Im Spinnendiagramm zeigt sich zwischen den unterschiedlichen Kriterien zwar ein ausgewogenes Verhalten, jedoch können in keinem Bereich Bestwerte erzielt werden. Die Kompromisse in der Motorarchitektur sind zu groß, als dass die Stärken der monovalenten Konzepte voll umgesetzt werden können. Gegenüber dem Dieselmotor sind signifikante Emissionsvorteile vor allem dann zu erzielen, wenn der Diesel-Gas Motor mit sehr kleinen Dieselanteilen betrieben wird. In diesem Bereich stellt allerdings die Robustheit des Brennverfahrens eine Herausforderung dar. Nicht im Diagramm berücksichtigt wurde das Wirkungsgradniveau des Diesel-Gas Motor im Dieselbetriebsmodus. Aufgrund des niedrigen Verdichtungsverhältnisses ist dieses bedeutend geringer als beim Dieselmotor, vgl. [42]. Soll mit einem Dual Fuel Motor im Dieselbetriebsmodus das Wirkungsgradniveau des Dieselmotors erreicht werden, stellen Gas-Diesel Konzepte eine Alternative dar. Diese Brennverfahren arbeiten nach dem Dieselpinzip mit innerer Gemischbildung. Im Dual Fuel Betriebsmodus wird das Brennegas während der Verdichtungsphase mit Hochdruck in den Brennraum eingeblasen und mit einer kleinen Menge direkt eingespritzten Dieselpinzip entflammt, vgl. [29]. Mit der resultierende Diffusionsverbrennung ergeben sich jedoch besonders bei NO_x -Emissionen und Wirkungsgrad ähnliche Tendenzen wie beim Dieselmotor, vgl. [1] [21]. Hinsichtlich des Wirkungsgrades ist außerdem die Bereitstellung des Hochdruckgases zu berücksichtigen.

Die zugrundeliegende Frage, ob Gas- und Dual Fuel-Brennverfahren die besseren Brennverfahren für Großmotoren sind, kann zusammenfassend

nicht eindeutig beantwortet werden. Es ist zu erwarten, dass zumindest mittelfristig die Applikation für die Wahl des Brennverfahrens entscheidend bleibt. Für Anforderungen an niedrigste Emissionen bei hohen Wirkungsgraden führt kaum ein Weg am Gasmotor vorbei. Der Dieselmotor bleibt für Anwendungen, die höchste Ausfallssicherheit und Transientfähigkeit erfordern, das Mittel der Wahl. Der Diesel-Gas Motor ist für Nischenanwendungen interessant. Die zunehmende Verschärfung von Emissionsgrenzwerten wird voraussichtlich für alle drei Konzepte Abgasnachbehandlung obligat machen. Natürlich werden auch in diesem Beitrag nicht diskutierte Themen wie Kraftstoffverfügbarkeit und -kosten, politische Entscheidungen und mitunter mediengestützte Meinungsbildung fern von jeglicher technischen Vernunft den Motorenmix maßgeblich beeinflussen. Die Zukunft im Gebiet der Großmotoren bleibt auf alle Fälle spannend.

Danksagung

Die Autoren möchten sich für die finanzielle Unterstützung des K1-Zentrums LEC EvoLET durch das „COMET - Competence Centers for Excellent Technologies“ Programm des BMVIT, BMWFW sowie der Länder Steiermark, Tirol und Wien bedanken. Das COMET Programm wird durch die FFG abgewickelt.

Nomenklatur

AGR	Abgasrückführung
BSHC	Brake Specific HC
BSNO _x	Brake Specific NO _x
CH ₄	Methan
C ₂ H ₆	Ethan
C ₃ H ₈	Propan
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
H ₂ O	Wasser
HC	Kohlenwasserstoffe
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure
IMEP _{target}	Lastanforderung an den Motor im Generatorbetrieb
IMO	International Maritime Organization
ISO	International Organization for Standardization
N ₂	Stickstoff
NMHC	Non-Methane Hydrocarbons
NO	Stickstoffmonoxid
NO ₂	Stickstoffdioxid
NO _x	Stickoxide
O ₂	Sauerstoff
Pd	Palladium
PM	Particulate Matter
Pt	Platin
SCR	Selective Catalytic Reduction
TA-Luft	Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft
US EPA	United States Environmental Protection Agency
VK _{IMEP}	Variationskoeffizient des indizierten Mitteldrucks in %
η _{i,HD}	Indizierter Hochdruckwirkungsgrad in %

η_v	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors in %
λ_{global}	Globales Luftverhältnis
Φ_{diesel}	Energetischer Dieselanteil in %
$\Delta\eta_{rV}$	Verluste durch realen Verbrennungsablauf in %-Punkten
$\Delta\eta_{uV}$	Verluste durch unvollkommene Verbrennung in %-Punkten
$\Delta\eta_{wW}$	Verluste durch Wandwärmeübergang in %-Punkten
1D	Eindimensional

Literaturverzeichnis

- [1] AEsoy, V.; Magne Einang, P.; Stenersen, D. et al.: „LNG-Fuelled Engines and Fuel Systems for Medium-Speed Engines in Maritime Applications“, SAE Technical Paper 2011-01-1998, 2011, doi: 10.4271/2011-01-1998.
- [2] Arribas, E. J.; Becchio, D.; Thalhauser, J. et al.: „Next generation turbocharging concepts for large gas engines“, in: „15. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“ (= VKM-THD Mitteilungen, Volume 99 1), Graz, 2015, S. 555-571.
- [3] Aßmus, K.; Redtenbacher, C.; Hillen, F. et al.: „Development of a Highly Flexible Test System to Evaluate Methane Exhaust Gas Catalysts on a Single Cylinder Research Engine“, in: Eichseder, H. (Hrsg.): „16th Symposium The Working Process of the Internal Combustion Engine“ (= Reports of the Institute of Internal Combustion Engines and Thermodynamics. Graz University of Technology, Volume IVT 101-II), Graz, 2017, S. 352-367.
- [4] Azzara, A.; Rutherford, D.; Wang, H.: „Feasibility of IMO Annex VI Tier III implementation using selective Catalytic Reduction“, The international council on clean transportation, Working Paper, 2014.
- [5] Wolany, A.; Bargende, M.: „Grundlagen zum Erdgas“, in: van Basshuysen, R. (Hrsg.): „Erdgas und erneuerbares Methan für den Fahrzeugantrieb“ (= Fachbuchreihe: List, H. (Hrsg.): „Der Fahrzeugantrieb“), 1. Auflage, Wiesbaden, 2015, S. 58ff.
- [6] Beutler, M.; Schmidt, M.: „Erdgas - Ein alternativer Kraftstoff für den Verkehrssektor: Emissionsdaten verschiedener Fahrzeugklassen, Ozonbildungs- und Treibhauspotenziale“, in: „ATZ Automobiltechnische Zeitschrift“, Band 102, 2000, Heft 3, S. 176-182.
- [7] Binder, K. B.: „Dieselmotorische Verbrennung“, in: Mollenhauer, K.; Tschöke, H. (Hrsg.): „Handbuch Dieselmotoren“, 3. Auflage, Berlin Heidelberg New York, 2007, S. 80ff.
- [8] Buchholz, B.: „Saubere Großmotoren für die Zukunft - Herausforderung für die Forschung“, in: Harndorf, H. (Hrsg.): „Die Zukunft der Großmotoren III, 3. Rostocker Großmotorentagung“, Rostock, 2014, S. 1-14.
- [9] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit: „Entwurf zur Anpassung der Ersten Allgemeinen Verwaltungsvorschrift zum Bundes-Immissionsschutzgesetz (Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft – TA Luft)“, 2016, S. 129 ff.
Abrufbar im Internet: http://www.bmub.bund.de/fileadmin/Daten_BMU/Download_PDF/Luft/taluft_entwurf_bf.pdf, Stand: 08.11.2017.
- [10] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit: „Erste Allgemeine Verwaltungsvorschrift zum Bundes-Immissionsschutzgesetz (Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft – TA Luft) vom 24. Juli 2002“, Internettefassung, 2002.
Abrufbar im Internet: http://www.bmub.bund.de/fileadmin/Daten_BMU/Download_PDF/Luft/taluft.pdf, Stand: 26.09.2018.
- [11] Cho, H. M.; He, B.-Q.: „Spark Ignition natural gas engines – A review“, in: Al-Nimr, M. (Hrsg.): „Energy conversion and Management“, Band 48, 2007, Heft 2, S. 608-618.

- [12] Engelmayer, M.; Wimmer, A.; Taucher, G. et al.: „Impact of Very High Injection Pressure on Soot Emissions of Medium Speed Large Diesel Engines“, in: „Journal of Engineering for Gas Turbines and Power“, Band 137, 2015, Heft 10, S. 101509-1 - 101509-6, doi: 10.1115/1.4030096.
- [13] European Commission: „DECISIONS, COMMISSION IMPLEMENTING DECISION (EU) 2017/1442 of 31 July 2017, establishing best available techniques (BAT) conclusions, under Directive 2010/75/EU of the European Parliament and of the Council, for large combustion plants“, in: „Official Journal of the European Union“, Band 60, 2017, Heft L212, S. 1-82.
- [14] European Parliament and the Council of the European Union: „REGULATION (EU) 2016/1628 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 14 September 2016 on requirements relating to gaseous and particulate pollutant emission limits and type-approval for internal combustion engines for non-road mobile machinery, amending Regulations (EU) No 1024/2012 and (EU) No 167/2013, and amending and repealing Directive 97/68/EC“, in: „Official Journal of the European Union“, Band 59, 2016, Heft L252, S. 53-117.
- [15] Gélín, P.; Primet, M.: „Complete oxidation of methane at low temperature over noble metal based catalysts: a review“, in: „Applied Catalysis B: Environmental“, Band 39, 2002, Heft 1, S. 1-37.
- [16] Gholami, R.; Alyani, M.; Smith, K. J.: „Deactivation of Pd Catalysts by Water during Low Temperature Methane Oxidation Relevant to Natural Gas Vehicle Converters“, in: „Catalysts“, Band 5, 2015, Heft 2, S. 561-594.
- [17] Golloch, R.; Wimmer, A.: „Groß-Gasmotoren“, in: Merker, G.; Teichmann, R. (Hrsg.): „Grundlagen Verbrennungsmotoren; Funktionsweise, Simulation, Messtechnik“, 7. Auflage, Wiesbaden, 2014, S. 122ff, 131f.
- [18] Graf, A.; Stein, J.: „Abgasgesetzgebung“, in: Mollenhauer, K.; Tschöke, H. (Hrsg.): „Handbuch Dieselmotoren“, 3. Auflage, Berlin Heidelberg New York, 2007, S. 471.
- [19] ISO 8528 – 5 (International Standard): „Reciprocating internal combustion engine driven alternating current generating sets – Part 5: Generating sets“, International Organization for Standardization, Schweiz, 2013.
- [20] Järvi, A.: „Methane slip reduction in Wärtsilä lean burn gas engines“. Paper No. 106, CIMAC Congress 2010, Bergen.
- [21] Juliussen, L. R.; Mayer, S.; Kryger, M.: „The MAN ME-GI engine: From initial system considerations to implementation and performance optimisation“, Paper No. 424, CIMAC Congress 2013, Shanghai.
- [22] Kiesling, C.; Redtenbacher, C.; Kirsten, M. et al.: „Detailed Assessment of an Advanced Wide Range Diesel Injector for Dual Fuel Operation of Large Engines“. Paper No. 078, CIMAC Congress 2016, Helsinki.
- [23] Krüger, M.; Breuer, N.: „Abgasnachbehandlung“, in: Mollenhauer, K.; Tschöke, H. (Hrsg.): „Handbuch Dieselmotoren“, 3. Auflage, Berlin Heidelberg New York, 2007, S. 506ff.
- [24] Laiminger, S.; Trapp, C.; Schaumberger, H. et al.: „Die nächste Generation von Jenbacher Gasmotoren von GE – die wegweisende Kombination von zweistufiger Aufladung und innovativen Brennverfahren“, in: WTZ Roßlau gGmbH (Hrsg.): „Proceedings, 7th Dessau Gas Engine Conference“, Dessau, 2011, S. 39-48.
- [25] Malin, M.; Redtenbacher, C.; Lurf, L. et al.: „Evaluation of Strategies for highly transient operation of Diesel-Gas Engines“, Beitrag bei Tagung: „2018 ASME Internal Combustion Engine Fall Technical Conference (ICEF2018)“, San Diego, 2018.
- [26] MAN Diesel & Turbo: „MAN L35/44DF Project Guide – Marine, Four-stroke dual fuel engines compliant with IMO Tier II“, 2017.
Abrufbar im Internet: https://marine.man-es.com/docs/default-source/shopware-documents/man-35-44df.pdf?sfvrsn=d6820da5_5, Stand: 05.10.2018.
- [27] Mayr, P.; Pirker, G.; Wimmer, A. et al.: „Simulation based control of transient SCE operation“, SAE Technical Paper 2017-01-0544, 2017, doi:10.4271/2017-01-0544.
- [28] Mischler, R.; Dowell, J.: „EPA Tier 4 and IMO Tier 3 Development & Field Experience at GE“. Paper No. 309, CIMAC Congress 2016, Helsinki.

- [29] Mooser, D.: „Brenngase und Gasmotoren“, in: Mollenhauer, K.; Tschöke, H. (Hrsg.): „Handbuch Dieselmotoren“, 3. Auflage, Berlin Heidelberg New York, 2007, S. 132ff.
- [30] Murakami, S.; Baufeld, T.: „Current Status and Future Strategies of Gas Engine Development“, Paper No. 413, CIMAC Congress 2013, Shanghai.
- [31] Nellen, C.; Boulouchos, K.: „Über 40% Wirkungsgrad, weniger als 1mg/Nm³ NOx bei 5% O₂: Das neue Konzept der ETH Zürich“, in: WTZ Roßlau gGmbH (Hrsg.): „Conference Proceedings, 2nd Dessau Gas Engine Conference“, Dessau, 2001, S. 62-85.
- [32] Nuormala, K.: „Wärtsilä 50SG Gasmotor für Smart-Power-Generation“, in: „Proceedings 8th Dessau Gas Engine Conference“, Dessau, 2013, S. 23-41.
- [33] Olsen, D.; Kohls, M.; Arney G.: „Impact of Oxidation Catalysts on Exhaust NO₂/NO_x Ratio from Lean-Burn Natural Gas Engines“, in: „Journal of the Air & Waste Management Association“, Band 60, 2010, Heft 7, S. 867-874.
- [34] Otto, F.; Rössler, K.; Bertram, C.: „Potenziale des aufgeladenen monovalenten Erdgasmotors beim PKW“, in: Eichseder, H.; Wimmer, A. (Hrsg.): „11. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“ (= VKM-THD Mitteilungen, Volume 89-1), Graz, 2007, S. 406-421.
- [35] Pemp, B.: „Niedrigemissionskonzept für mittelschnelllaufende Lokomotivmotoren ohne Abgasnachbehandlung“, Dissertation, Technische Universität Graz, Graz, 2012.
- [36] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.: „Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine“ (= Fachbuchreihe: List, H. (Hrsg.): „Der Fahrzeugantrieb“), 3. Auflage, Wien, 2009, S. 72f., 238ff., 338f., 349ff.
- [37] Piumetti, M.; Bensaid, S.; Fino, D.; Russo, N.: „Catalysis in Diesel engine NO_x aftertreatment: a review“, in: „Catalysis, Structure & Reactivity“, Band 1, 2015, Heft 4, S. 155-173.
- [38] Pucher, H.: „Ladungswechsel und Aufladung“, in: Mollenhauer, K.; Tschöke, H. (Hrsg.): „Handbuch Dieselmotoren“, 3. Auflage, Berlin Heidelberg New York, 2007, S. 59.
- [39] Redtenbacher, C.: „Analyse und Optimierung von Vorkammerbrennverfahren für Großgasmotoren“, Dissertation, Technische Universität Graz, Graz, 2012, S. 26 f., 59 ff., 74 ff.
- [40] Redtenbacher, C.; Kiesling, C.; Malin, M. et al.: „Potential and Limitations of Dual Fuel Operation of High Speed Large Engines“, in: „Journal of Energy Resources Technology“, Band 140, 2018, Heft 3, S. 032205-1ff.
- [41] Redtenbacher, C.; Kiesling, C.; Malin, M. et al.: „Requirements for Diesel Pilot Injection of Diesel-Gas Dual Fuel Engines to Achieve the Highest Efficiency with the Lowest Emissions“, in: „Proceedings 10th Dessau Gas Engine Conference“, Dessau-Roßlau, 2017, S. 127-145.
- [42] Redtenbacher, C.; Kiesling, C.; Wimmer, A. et al.: „Dual Fuel Brennverfahren - Ein zukunftsweisendes Konzept vom PKW- bis zum Großmotorenbereich?“, in: Lenz, H. P. (Hrsg.): „37. Internationales Wiener Motorensymposium 28. - 29. April 2016. Band 2: zweiter Tag“ (= Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 799), Düsseldorf, 2016, S. 403-428.
- [43] Schmid, K.; Greve, M.: „Modellbasierter Entwurf hochdynamischer Regler für Gasmotoren“, in: „Proceedings, 7th Dessau Gas Engine Conference“, Dessau, 2011, S. 129-156.
- [44] Sell, J.: „Marine Klassifikation von Gasmotoren - Beweggründe, Anforderungen, Herausforderungen“, in: WTZ Roßlau gGmbH (Hrsg.): „Proceedings, 9th Dessau Gas Engine Conference“, Dessau, 2015, S. 13-20.
- [45] Tinschmann, G.; Birgel, A.; Redtenbacher, C. et al.: „Large Gas Engines - 75 mg/Nm³ @ 15%O₂ NO_x Engine-Internal Measures or Exhaust Aftertreatment?“. Paper No. 296, CIMAC Congress 2013, Shanghai.
- [46] Torrkulla, J.; Kinnari, P.; Solla, A.; Soikkeli, N.: „Wärtsilä SCR development and experience for IMO Tier III“, Paper No. 204, CIMAC Congress 2016, Helsinki.

- [47] Trapp, C.; Böwing, R.; Tinschmann, G.: „Off-Highway-Gasmotoren“, in: van Basshuysen, R. (Hrsg.): „Erdgas und erneuerbares Methan für den Fahrzeugantrieb“ (= Fachbuchreihe: List, H. (Hrsg.): „Der Fahrzeugantrieb“), 1. Auflage, Wiesbaden, 2015, S. 465, 470f.
- [48] Troberg, M.; Portin, K.; Jarvi, A.: „Update on Wäertsilä 4-stroke Gas Product Development“. Paper No. 406, CIMAC Congress 2013, Shanghai.
- [49] Ueno, C.: „Understanding Tier 4 Interim and Tier 4 Final EPA Regulations for Generator Set Applications“, 2010.
Abrufbar im Internet: https://www.mtu-online.com/uploads/tx_templavoila/White-Paper_Tier4i_and_Tier4_02.pdf, Stand: 28.09.2018.
- [50] United States Environmental Protection Agency: „Code of Federal Regulations, Title 40, Protection of Environment“, Office of the Federal Register National Archives and Records Administration (Publisher), 2015, 40 CFR 89.112, Table 1.
Abrufbar im Internet: <https://www.gpo.gov/fdsys/browse/collectionCfr.action?collectionCod=CFR>, Stand: 16.12.2015.
- [51] United States Environmental Protection Agency: „Code of Federal Regulations, Title 40, Protection of Environment“, Office of the Federal Register National Archives and Records Administration (Publisher), 2015, 40 CFR 1033.101, Table 1.
Abrufbar im Internet: <https://www.gpo.gov/fdsys/browse/collectionCfr.action?collectionCod=CFR>, Stand: 16.12.2015.
- [52] United States Environmental Protection Agency: „Code of Federal Regulations, Title 40, Protection of Environment“, Office of the Federal Register National Archives and Records Administration (Publisher), 2015, 40 CFR 1039.101, Table 1.
Abrufbar im Internet: <https://www.gpo.gov/fdsys/browse/collectionCfr.action?collectionCod=CFR>, Stand: 16.12.2015.
- [53] Wimmer, A.; Pirker, G.; Zelenka, J. et al.: „The Potentials of Exhaust Gas Recirculation in Large Gas Engines“. Paper No. 271, CIMAC Congress 2013, Shanghai.
- [54] Wimmer, A.; Redtenbacher, C.; Trapp, C. et al.: „Aktuelle Herausforderungen bei der Entwicklung von Brennverfahren für Großgasmotoren“, in: Harndorf, H. (Hrsg.): „Die Zukunft der Großmotoren im Spannungsfeld von Emissionen, Kraftstoffen und Kosten“ (= Fachbuchreihe: Brill, U. (Hrsg.): „Haus der Technik Fachbuch“, Band 115), Renningen, 2010, S. 270-284.