



OTTO VON GUERICKE
UNIVERSITÄT
MAGDEBURG

MB

FAKULTÄT FÜR
MASCHINENBAU

Verbrennungssteuerung eines CNG-DI- Motors mittels Hochlast-Abgasrückführung

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur

(Dr.-Ing.)

von M. Sc. Johannes Oder
geb. am 15.01.1988 in Staßfurt

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Hermann S. Rottengruber

Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende

Promotionskolloquium am 17.12.2021

Kurzfassung & Abstract

Das Umweltbewusstsein breiter Bevölkerungsgruppen nimmt stetig zu und die Dringlichkeit des Handelns wird immer deutlicher. Der „green new deal“, die „Fridays for Future“-Bewegung und Umfragehochs von Umweltparteien sind nur einige Beispiele des Umdenkens. Auch der Verbrennungsmotor kann in diesem Szenario immer noch eine entscheidende Rolle spielen, denn der Hebel zur CO₂-Reduzierung ist enorm, allein durch den Einsatz von Methan als Kraftstoff gegenüber Benzin. Kraftstoff aus regenerativer Erzeugung könnte sogar CO₂-neutral genutzt werden. Diese Arbeit soll daher ihren Beitrag leisten, um die Effizienz und Attraktivität einer solch verlässlichen Technik durch eine ganzheitliche Betrachtung zu steigern. Ziel hierbei war es einen Serienmotor von Benzin zu einem direkteinblasenden Erdgasmotor umzubauen und eine externe Abgasrückführung (AGR) zur Verbrennungsformung in der Volllast zu untersuchen. Dazu wurde zuerst ein 0D/1D-Simulationsmodell mit prädiktiver Brennverlaufsrechnung für den Benzinbetrieb als Referenz aufgebaut und anhand von Messdaten validiert, wonach das Modell an den Erdgasbetrieb angepasst wurde. Der Fokus der Vorbetrachtungen lag auf dem Ladungswechsel, der Aufladegruppe und dem AGR-System. Zusätzlich wurden die Ergebnisse als Randbedingungen für eine 3D-CFD-Strömungssimulation des Ansaugtraktes inklusive der Abgaszuführung genutzt. Ziel war der Nachweis der Abgas-Gleichverteilung auf die Zylinder. Unter Beachtung des monovalenten, stöchiometrischen Betriebes mit Erdgas, den Voruntersuchungen sowie Untersuchungszielen wurden Modifikationen wie Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses auf 13:1 und die Installation der Hochdruck-AGR-Strecke am Versuchsträger vorgenommen. Besonderer Fokus während der Motorversuche lag auf dem Low-End-Torque und den Auswirkungen durch den Erdgas-Einsatz auf das Ladekonzept, dem High-End-Torque bei einem indizierten Mitteldruck von 22,5 bar und den Auswirkungen der AGR auf das Verbrennungsverhalten sowie bei reduzierter Last (16 bar indizierten Mitteldruck). Eine Lastreduzierung war nötig, da die Hinzugabe des Abgases eine Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage in der Volllast erforderte, um die Spitzendruckgrenzen einzuhalten. Der niedrige Lastpunkt erlaubte hingegen eine gleichbleibende Verbrennungsschwerpunktlage über die steigenden Abgasrückführraten und ermöglichte so die Vergleichbarkeit und Übertragung der Ergebnisse auf Aggregate mit erweiterten Spitzendruckgrenzen. Grund dafür ist, dass der Einfluss der zusätzlichen Abgasmasse, bei hoher Last, auf den Zylinderdruck dominant gegenüber der Brennverlaufsformung und Temperatursenkung ist. Jedoch verschieben die niedrigeren Verbrennungstemperaturen das Trade-Off in Richtung geringerer NO_x-Emissionen, reduzieren die Wandwärmeverluste und steigern so den indizierten Wirkungsgrad. Dem gegenüber sind die Folgen für das Aggregat bei plötzlichem Abgasrateneinbruch in der Hochlast äußerst kritisch zu sehen. In dieser Arbeit wurde gezeigt, dass solche Lastzustände indirekt über eine

Körperschallanalyse am Kurbelgehäuse ermittelt werden können, wobei eine grobe Abschätzung des mittleren Spitzendrucks möglich war. Um der erhöhten Light-Off-Temperatur von Methan im Katalysator Rechnung zu tragen, wurden Einblasbeginn, Steuerzeiten und Zündzeitpunkt-Variationen im Katalysator-Heizbetrieb untersucht. Schlussendlich wurde anhand der Motorergebnisse das erstellte 0D/1D-Simulationsmodell verifiziert und eine Längsdynamiksimulation durchgeführt. Die Simulation wies ein CO₂-Einsparpotential des CNG-DI-Motors im Vergleich zum benzinbetriebenen Serienaggregat von 22 % aus.

The environmental awareness of broad sections of the population is steadily increasing and the urgency of acting is becoming apparent. The "green new deal", the "Fridays for Future" movement and polled highs of environmental parties are just a few examples for the new mindset. But still the internal combustion engine can play a crucial role in this scenario, because there is a massive, barely used lever of CO₂-reduction by just using methane as a fuel compared to petrol. Fuel from renewable production could even be CO₂-neutral. Therefore, this work is intended to make its contribution to increase the efficiency as well as the attractiveness of such a reliable technology by taking a holistic view. The aim here was to convert a petrol fueled series engine to a direct injected natural gas engine and investigate the influence to the combustion process of external exhaust gas recirculation (EGR) especially at full load. Therefore, a 0D/1D simulation model with a predictive combustion calculation for petrol operation as a reference was build and validated using measurement data. Afterwards the model was adapted to natural gas operation. The main focus of the preliminary considerations was on the gas exchange, the charge process and the EGR system. In addition, the results were used as boundary conditions for a 3D-CFD flow simulation of the intake manifold including the exhaust gas supply. The aim was to verify the equal distribution of exhaust gas between the cylinders.

Considering the monovalent, stoichiometric operation with natural gas, the preliminary investigations as well as investigation objectives, modifications such as an increase of the compression ratio to 13:1 and the installation of a high-pressure EGR section on the test bench were carried out. A special focus during the engine tests was on the low-end-torque and the effects due to the use of natural gas on the charging concept, the high-end-torque at an indicated mean effective pressure of 22,5 bar and the effects of EGR on the combustion behavior as well as at a reduced load (16 bar indicated mean effective pressure). The load reduction was necessary because the additional exhaust gas required the centre of combustion to be retarded at full load in order to comply with the peak pressure limits. The lower load point, on the other hand, allowed the center of combustion to remain constant over the increasing exhaust gas recirculation rates, thus enabling the results to be compared and

transferred to engines with extended peak pressure limits. The reason for this is that the influence of the additional exhaust gas mass at high load on the cylinder pressure is dominant over the combustion shaping and the temperature reduction. However, the lower combustion temperatures shift the trade-off towards lower NO_x emissions, reduce wall heat losses and increase the indicated efficiency. In contrast to that the consequences for the engine are extremely critical if a sudden drop in exhaust gas rate at high load occurs. In this work it was shown that such load conditions can be indirectly determined via a structure-borne noise analysis on the crankcase, whereby a rough estimate of the average peak pressure was possible. To take the increased light-off temperature of methane in the catalyst into account, the start of injection, overlapping as well as ignition timing in catalyst heating mode were investigated. Finally, the 0D/1D simulation model was verified on the basis of the engine results and a longitudinal dynamics simulation was carried out. The simulation showed a CO_2 savings potential of 22 % for the CNG-DI engine compared to the petrol-powered engine.

Inhalt

Kurzfassung & Abstract	IV
1 Thema und Motivation	1
2 Grundlagen – Erdgas als Ottokraftstoff	3
2.1 Eigenschaften von Erdgas	3
2.2 Verbrennungscharakteristik von Erdgas im ottomotorischen Betrieb	6
2.2.1 Methanzahl und Klopfestigkeit	6
2.2.2 Zündwilligkeit und Zündgrenzen	6
2.2.3 Flammengeschwindigkeit.....	8
2.2.4 Gemischheizwert und Aggregatzustand.....	11
2.2.5 Schadstoffemissionen.....	11
2.3 Einfluss ausgewählter Verfahren und Parameter auf den ottomotorischen Betrieb	14
2.3.1 Scavenging.....	15
2.3.2 Direkteinblasung und Gemischbildung.....	15
2.3.3 Aufladung mittels eines Abgasturboladers	19
2.3.4 Abgasrückführung	21
2.3.4.1 Arten der externen Abgasrückführung	23
2.3.5 Verdichtungsverhältnis	24
2.3.6 Zündzeitpunkt und Verbrennungsbeginn	26
3 Forschungsansatz	30
4 Simulative Voruntersuchungen zum monovalenten CNG-Betrieb	32
4.1 Vorstellung des Versuchsträgers	32
4.2 Auswahl der Betriebspunkte	33
4.3 Grenzen und Zielgrößen der Motoruntersuchungen mit CNG	33
4.4 Simulative Voruntersuchungen mittels 0D/1D Simulation.....	34
4.4.1 Kalibrierung des prädiktiven Verbrennungsmodells im Benzinbetrieb	35
4.4.2 Umstellung des prädiktiven Verbrennungsmodells auf Erdgasbetrieb.....	38
4.4.3 Untersuchung verschiedener Aufladekonzepte.....	45
4.4.4 Simulation des Verhaltens im Low-End-Torque	49

4.4.5	Simulation des Effektes der Abgasrückführung.....	50
4.4.6	Erkenntnisse aus der 0D/1D-Simulation der Hochdruck-Abgasrückführung für den Vollmotor.....	51
4.5	Simulative Voruntersuchungen mittels 3D-CFD Simulation.....	54
4.5.1	Modellierung der Hochdruck-Abgasrückführung	54
4.5.2	Auswahl der Randbedingungen.....	55
4.5.3	Erkenntnisse aus der 3D-CFD-Simulation der Hochdruck-Abgasrückführungsstrecke.....	57
5	Versuchsumgebung und Versuchsträger	60
5.1	Prüfstandumgebung und Versuchskonditionierung.....	60
5.2	Versuchsträger: Ford 1,0 I-EcoBoost.....	64
5.2.1	Hardwareanpassungen für den monovalenten CNG-Betrieb	64
5.2.1.1	CNG-DI-Injektoren und Rail.....	64
5.2.1.2	Kolben mit Kühlkanälen.....	64
5.2.1.3	Hochdruck-Abgasrückführungsstrecke	66
6	Prüfstandmessungen am Mehrzylindermotor.....	68
6.1	Versuchsprogramm	68
6.2	Schwerpunkt der Kalibrierung.....	69
6.3	Kalibrierung und Optimierung der Volllastkurve des CNG-Motors.....	69
6.4	Kalibrierung und Optimierung der Volllastkurve mit Hochlast-Abgasrückführung ...	77
6.5	Motormessungen mit Hochlast-Abgasrückführung bei 70 % Last	83
6.6	Katalysator-Heizbetrieb	87
7	Auswertung der Prüfstandergebnisse	88
7.1	Auswirkung der Hochlast-Abgasrückführung ohne Spitzendruckbegrenzung.....	89
7.1.1	Übertragbarkeit der Daten auf Motoren mit höherer Spitzendruckgrenze.....	92
7.2	Spitzendruckmessung mittels Körperschall.....	93
7.2.1	Einfluss der Last.....	94
7.2.2	Einfluss des mittleren Spitzendruckes	98
7.3	Zusammenfassung der Hochlast-Abgasrückführungs-untersuchungen	101

7.4	Validierung des Verbrennungsmodells in der 0D/1D-Simulation und RDE- Längssimulation	103
8	Zusammenfassung mit Fazit und Ausblick	106
9	Literatur	110
10	Anhang	116

Nomenklatur

Liste der verwendeten Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
AMA	Abgasmessanlage
ATL	Abgasturbolader
AVÖ	Auslassventil öffnet
AVS	Auslassventil schließt
BMEP	brake mean effective pressure (dt. effektiver Mitteldruck)
CFD	Computational Fluid Dynamics
CH ₄	Methan
CNG	compressed natural gas (dt. Komprimiertes Erdgas)
CO	Kohlenstoffmonoxide
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
DE bzw. DI	engl. direct injection bzw. dt. Direkteinspritzung/Einblasung)
EVÖ	Einlassventil öffnet
EVS	Einlassventil schließt
HC	Kohlenwasserstoffe
HD	Hochdruck
HET	high-end-torque
HL	Hochlast
IMEP	integrated mean effective pressure (dt. indizierter Mitteldruck)
LET	low-end-torque
LOT	Ladungswechsel-Oberer Totpunkt
MZ	Methanzahl
NMHC	Nicht-Methan-Kohlenwasserstoffe
NO _x	Stickoxide
OT	Oberer Totpunkt
ROZ	Research Oktanzahl
SI	Spark ignited
SOI	Start of injection (dt. Einblasbeginn)
UT	Unterer Totpunkt
VL	Volllast
WG	Wastegate
ZOT	Zünd - Oberer Totpunkt
ZZP	Zündzeitpunkt

Formelzeichen

α	Modellkonstanten unter Referenzbedingungen
$\alpha_{H_{50}}$	Verbrennungsschwerpunktlage
α_{ZZP}	Zündzeitpunkt
β	Modellkonstanten unter Referenzbedingungen
ε	Verdichtungsverhältnis
η	Wirkungsgrad
η_e	Effektive Wirkungsgrad
η_{th}	Theoretischer Wirkungsgrad
κ	Isentropenexponent
λ	Verbrennungsluftverhältnis
λ_L	Liefergrad
π	Pi
ρ	Dichte
ρ_L	Ladungsdichte
COV	Variationskoeffizienten
c_p	Wärmekapazität bei konstanten Druck
c_v	Wärmekapazität bei konstanten Volumen
DEM	Restgasmultiplikator
i	Taktzahl
L_{st}	stöchiometrische Luftbedarf
M	Drehmoment
m_{RG}	Massenanteil Restgas
n	Drehzahl
P_e	Effektive Leistung
p	Druck
p_{Kst}	Druck im Kraftstoffrail
p_{mi}	Indizierter Mitteldruck
p_0	Referenzdruck
p_{Zyl}	Zylinderdruck
s	Empirische Standardabweichung
s_L	Laminare Brenngeschwindigkeit
$s_{L,0}$	Laminare Brenngeschwindigkeit unter atmosphärischen Bedingungen
s_T	Turbulente Brenngeschwindigkeit
t	Zeit
T_0	Referenztemperatur

T_U	Temperatur im Unverbrannten
V_{Buchse}	Buchsenvolumen
V_C	Kompressionsvolumen
V_H	Hubvolumen
V_K	Negatives Kolbenvolumen
V_{W1} bzw. V_{ZKD}	Zylinderkopfvolumen
V_{W2}	Referenzvolumen
V_{ZKD}	Volumen der Zylinderkopfdichtung

1 Thema und Motivation

Der Gesetzgeber [1] schreibt die Reduktion von klimawirksamen CO₂-Emissionen im Verkehrssektor durch einen begrenzten Flottenverbrauch vor. Um dies zu erreichen bietet sich für den Einsatz im Verbrennungsmotor komprimiertes Erdgas (engl. compressed natural gas; CNG) als Energieträger an. Nach SALBER UND DOHMEN [2] ergibt sich eine energiespezifische CO₂-Emissionsreduktion von 25 % im Vergleich zum konventionellen Otto-Kraftstoff aus dem niedrigen Kohlen-/Wasserstoffverhältnis (C/H-Verhältnis) des Hauptbestandteils Methan (CH₄, > 90 m-%).

Die hohe fossile Verfügbarkeit und die Herstellung aus global und langfristig verfügbaren Ressourcen zeichnen Erdgas aus. Aktuell stellt die Förderung von fossilem Erdgas die wirtschaftlichste Gewinnung dar. Es ist davon auszugehen, dass sich die Verfügbarkeit von Erdgas durch den Einsatz alternativer Fördermethoden wie Fracking erhöhen wird, was den Anteil von Erdgas an den fossilen Brennstoffen begünstigt [3, 4]. Weiteres CO₂-Reduktionspotential bietet die Erzeugung von Erdgas aus Biomasse sowie die synthetische Herstellung von Methan aus regenerativ gewonnenem Strom [5].

Zusätzlich ermöglicht die hohe Klopfestigkeit von Erdgas bei Verbrennungsmotoren eine Erhöhung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses, welches weitere Verbrauchs- und Emissionseinsparungen bietet. In der Hochlast können wirkungsgradgünstigere Schwerpunktlagen im Vergleich zu Benzin gefahren werden und der Teillastbetrieb wird durch das Verdichtungsverhältnis begünstigt.

Der Erdgaseinsatz in Ottomotoren stellt jedoch spezifische Herausforderungen, welche bei der Potentialabschätzung von CNG berücksichtigt werden müssen. Aufgrund der hohen Klopfestigkeit kann eine wirkungsgradoptimale Schwerpunktlage genutzt werden. Dies führt zu erhöhten Verbrennungstemperaturen und Spitzendrücken im Hochlastbereich. Hierbei kann das Erreichen einer motorisch bedingten Spitzendruckgrenze eine Limitierung des Wirkungsgradpotentials im Erdgasbetrieb darstellen. Eine zusätzliche Herausforderung ist die fehlende Verdampfungsenthalpie bei der Einblasung von Erdgas. Daher ist der Einsatz von Kraftstoff zum Bauteilschutz ungeeignet, wie es bei der Einbringung von flüssigem Kraftstoff vor allem bei der Nennleistung im unterstöchiometrischen Betrieb der Fall ist. Folglich ist eine Liefergraderhöhung durch Ladungs- und Brennraumkühlung durch Verdampfungsenthalpie nicht möglich und verbunden mit der verringerten Abgasenthalpie steigen zudem die Anforderungen an das Aufladeaggregat weiter an.

Die Light-Off-Temperaturen des Katalysators bei Methan sind im Vergleich zu Benzin höher und die niedrigeren Abgastemperaturen erschweren den Light-Off im Katalysator zusätzlich.

Diesen Umständen muss durch Anpassung des Katalysators, beispielweise der Beschichtung oder der Betriebsstrategie, entgegengewirkt werden [6, 7].

Ziel der Dissertation ist die Bestimmung eines optimierten Brennverfahrens zur Ausnutzung der Vorteile von komprimiertem Erdgas (CNG), Direkteinblasung (engl. DI) und Abgasrückführung (AGR) in der Hochlast. Die Kombination aus CNG Direkteinblasung und Abgasrückführung soll zur Kontrolle des Spitzendrucks und der Abgastemperatur genutzt werden. Das inerte Abgas dient, durch seine erhöhte spezifische Wärmekapazität, der Verringerung der Spitzentemperaturen und soll folglich den Spitzendruck mindern. Inwieweit die erhöhte Zylinder Masse negative Auswirkungen auf das Spitzendruckverhalten hat, soll auch Thema dieser Arbeit sein.

Die Untersuchungen werden an einem umgerüsteten 3-Zylinder DI turboaufgeladenen Ottomotor (Typ *Ford EcoBoost*) vorgenommen. Anhand der Erkenntnisse soll eine Betriebsstrategie für den limitierten Betrieb eines Basismotors gefunden werden. Die Limitierungen des Basismotors ergeben sich aus dem maximal darstellbaren Verdichtungsverhältnis, der maximalen Spitzendruckfestigkeit und der maximalen Abgastemperatur. Ausgehend von dem limitierten Betrieb des Basismotors soll eine Potentialabschätzung des maximalen Wirkungsgrads für den unlimitierten Betrieb mit CNG ermöglicht werden.

2 Grundlagen – Erdgas als Ottokraftstoff

Der Einsatz von Erdgas bietet Automobilherstellern die Möglichkeit, den Kraftstoffverbrauch und die Flottenemissionen gegenüber konventionellen Kraftstoffen wie Benzin und Diesel deutlich zu reduzieren. Bei der Verbrennung von Erdgas in Verbrennungsmaschinen wird bei gleichem Motorwirkungsgrad im Vergleich zu anderen kohlenstoffbasierten Kraftstoffen ca. 30 % weniger CO₂ emittiert. Im Wesentlichen beruht dabei die CO₂-Reduktion beim Einsatz in Verbrennungsmotoren auf dem günstigen Kohlen-/Wasserstoffverhältnis und der hohen Klopfestigkeit. Folglich kann ein wichtiger Beitrag zur Einhaltung der gesetzlich vorgegebenen Verbrauchs- und Emissionsziele der Abgasgesetzgebung geleistet werden [8, 9].

Häufig eingesetzte bivalente Erdgasmotoren benötigen aufgrund der geringeren Klopfestigkeit von Benzin einen Kompromiss hinsichtlich der Effizienz und Leistungscharakteristik. Aktuell setzen sich zunehmend monovalente Systeme mit optimierter Motorumgebung durch, welche auf ein maximales Benzin-Tankvolumen von 15 l zurückgreifen. Dies dient der Reichweitenverlängerung in Gebieten mit eingeschränkter Erdgasverfügbarkeit und dem Katalysatorheizen im Kaltstart. Trotz der geringen CO₂-Emissionen, niedrigen Kraftstoffkosten und Steuerbegünstigungen bis 2025 konnten sich Erdgasfahrzeuge nicht durchsetzen. Ursachen für die Stagnation liegen in der schwachen Tankstelleninfrastruktur, der geringeren Reichweite, höheren Anschaffungskosten und dem Mangel an Modellen [8, 10, 11].

Neue Technologien, wie Direkteinblasung, könnten die Attraktivität steigern und Impulse setzen. Zusätzlich kann durch die „Power-to-Gas“-Technologie zukünftig Erdgas als Energieträger CO₂-neutral hergestellt werden [31].

Um das Potential dieses Kraftstoffes darzustellen, werden in diesem Abschnitt die Eigenschaften von CNG bzw. Methan, als Hauptbestandteil, näher erläutert. Besonderes Augenmerk wird auf die Verbrennungscharakteristik und dem Einfluss ausgewählter Verfahren und Parameter auf den ottomotorischen Prozess gelegt.

2.1 Eigenschaften von Erdgas

Fossiles Erdgas ist ein brennbares, farbloses, ungiftiges und geruchloses Gasgemisch. Die Zusammensetzung des Erdgases ist stark vom Fördergebiet abhängig und beeinflusst maßgeblich die physikalischen und chemischen Eigenschaften. Das Gasgemisch besteht aus Stickstoff (N₂), Kohlenstoffdioxid (CO₂), Helium (He), höherwertigen Kohlenwasserstoffen (HC) wie Ethan (C₂H₆), Propan (C₃H₈), Butan (C₄H₁₀) und Pentan (C₅H₁₂) sowie Spuren anderer Stoffe. Die Grenzen der Kraftstoffzusammensetzung zur Verwendung im Transportwesen sind in der DIN EN 16723-2 [12] festgeschrieben und grob in low caloric (2L-Gas), high caloric (2H-Gas) und 2E-Gas unterteilt. Die DIN-Norm setzt die Qualität für Erdgas als Kraftstoff auf einen Mindestmethangehalt von 77,7 Vol. % und eine Mindest-Methanzahl (MZ) von 70 fest. Die MZ

ist wie die ROZ ein Maß für die wichtige Größe, der Klopfestigkeit, eines Kraftstoffs und wird in Kapitel 2.2.1 näher erläutert [12–14]. Die wichtigsten Unterscheidungsmerkmale zwischen 2L-, 2H-, und 2E-Gas sind in **Tabelle 1** angegeben.

Tabelle 1: Eigenschaften 2L-, 2H-, und 2E-Gas nach DIN EN 16723-2 [12]

	Einheit	2L-Gas	2H-Gas	2E-Gas
Oberer Wobbeindex	MJ/m ³	39 - 44,8	45,6 - 54,7	40,9 - 54,7
Brennwert	MJ/kg	38,8 - 47,5	48,3 - 54,1	41 - 54,1
Heizwert	MJ/kg	35 - 42,8	43,4 - 49	37 - 49
Methananteil	% mol/mol	80 - 91,1	77,7 - 93,3	77,7 - 87,9
Kohlenstoffdioxidanteil	% mol/mol	0 - 10	0 - 2,5	0 - 10
Stickstoffanteil	% mol/mol	5,2 - 18	0 - 7,5	0 - 15
Propan	% mol/mol	0 - 7	0 - 19,7	0 - 19,7

Die Zusammensetzung variiert stark. So führt die motorische Verbrennung von L-Gas ohne applikative Maßnahmen im Vergleich zu H-Gas aufgrund eines höheren Inertgasanteils zu geringeren Fahrzeugreichweiten, wie auch verringertem Drehmoment- und Leistungspotenzial. Mit einem erhöhten Inertgasanteil sinkt der Heizwert und Luftbedarf, wohingegen die Klopfestigkeit sowie die Brenndauer steigen. Ein Anstieg an höherwertigen und reaktionsfreudigeren Kohlenwasserstoffen oder Wasserstoff erhöht den Heizwert, die Zündfähigkeit und die Verbrennungsgeschwindigkeit, wobei gleichzeitig die Klopfestigkeit abnimmt. Die schnellere Verbrennung führt bei gleichbleibendem Zündzeitpunkt (ZZP) zu früheren Verbrennungsschwerpunktlagen (AI50), womit der Verbrennungsdruck und die -temperaturen steigen. Dabei ist der Zündzeitpunkt der Zeitpunkt, an dem die Zündkerze den Zündfunken initiiert und somit den Zündverzug bis hin zum Brennbeginn einleitet.

Bei Erdgas handelt es sich um ein Kraftstoffgemisch und der Einsatz im Verbrennungsmotor beruht auf dem hohen Heizwert, dem hohen Methangehalt und der damit verbundenen hohen Klopfestigkeit. Daher werden zur Vereinfachung im Weiteren die Eigenschaften von reinem Methan anstelle eines Gasgemisches angenommen. Diese Annahme wird durch **Tabelle 1** sowie den Simulationsergebnissen (vgl. Kapitel 4.4) gestützt und gerechtfertigt [8, 9, 15–20].

Methan gehört in die Gruppe der Alkane und ist das kompakteste Kohlenwasserstoffmolekül. Die chemische Struktur bewirkt eine hohe Stabilität. Benzin, welches zum Großteil aus langkettigem Iso-Oktan (C₈H₁₈) besteht, ist hingegen deutlich reaktionsfreudiger. Eine schematische Darstellung der beiden Moleküle ist in **Abbildung 1** dargestellt. Die Zündgrenze des homogenen Kraftstoff-Luftgemisches ist gegenüber Benzin leicht erweitert und wirkt sich positiv auf die Verwendung von Magerbrennverfahren und dem Einsatz von externer Abgasrückführung aus [8, 21, 22].

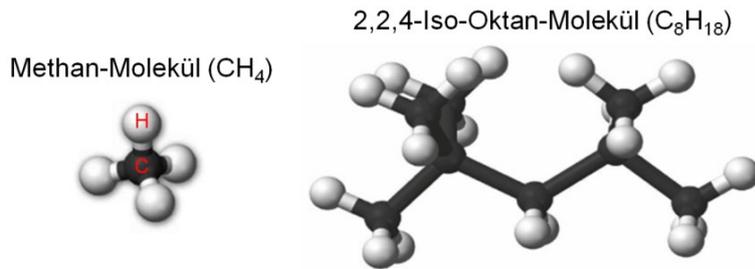


Abbildung 1: Methan- und Iso-Oktan-Molekül nach ROTTENGRUBER ET AL. [23]

Die wichtigsten Eigenschaften von Methan und Benzin werden in **Tabelle 2** gegenübergestellt. Aus diesen Eigenschaften ergeben sich spezifische Verbrennungscharakteristiken, welche einen direkten Einfluss auf den Motorbetrieb haben. Im nächsten Kapitel werden die Eigenschaften mit der höchsten Relevanz für diese Arbeit beschrieben.

Tabelle 2: Gegenüberstellung der Eigenschaften von Methan und Benzin (bei $\lambda = 1, T = 25\text{ °C}, p = 1\text{ bar}$) [6, 8, 12, 14, 15]

Eigenschaft		Methan	Ottokraftstoff nach DIN EN 228
C/H-Verhältnis	-	1:4	~1:2
Dichte	kg/m ³	0,71	730 - 780
spezifischer Heizwert	MJ/kg	55,5	42
volumenbezogener Heizwert	MJ/m ³	35,9	31,5
stöchiometrischer Luftbedarf	kg/kg	17,2	14,5
Gemischheizwert	MJ/m ³	3,4 - 3,7	3,8
gravimetrischer Energiegehalt	kWh/kg	13,3	11,5
volumetrischer Energiegehalt	kWh/l	0,01	8,6
Zündgrenzen λ	-	0,7 - 2,1	0,4 - 1,4
ROZ (MZ)	-	130 (100)	91 - 99
Verdampfungsenthalpie	kJ/kg	0,5	350
Entzündungstemperatur	°C	~ 600	~ 350
Selbstzündungstemperatur	°C	> 900	~ 600
laminare Flammgeschwindigkeit	m/s	0,43	< 0,40
Light-Off-Temperatur im Katalysator	°C	> 500	250
minimale Zündenergie	MJ	0,29	0,24
Siedetemperatur/-bereich	°C	-162	30 - 190

2.2 Verbrennungscharakteristik von Erdgas im ottomotorischen Betrieb

Bei der Umstellung eines auf benzinoptimierten Ottomotors auf den CNG-Betrieb ohne weitere Anpassungen verhalten sich die Zylinderdrücke und -temperaturen ähnlich. Der stabile chemische Aufbau des Methanmoleküls und somit die höhere Klopfestigkeit, ermöglicht eine Wirkungsgradsteigerung durch Veränderungen der Motorauslegung. Um den thermischen Wirkungsgrad zu erhöhen, ist es sinnvoll das Verdichtungsverhältnis und die Zylinderspitzenruckgrenzen anzuheben. Ferner können noch weitere Vorteile bei CNG-Anwendungen durch den Einsatz einer Direkteinblasung, einer Abgasrückführung und angepasster Aufladung erzielt werden.

Um grundlegend die Hardwareanpassungen bei der Umstellung auf den CNG-Betrieb (vgl. Kapitel 5.2.1) sowie die Kalibrierung und Optimierung des Brennverfahrens (vgl. Kapitel 6) innerhalb dieser Arbeit nachzuvollziehen, werden im Folgenden die Verbrennungscharakteristiken von CNG bzw. Methan und deren Auswirkungen auf den Motorbetrieb beschrieben. Dabei beeinflussen sich einige der genannten Eigenschaften gegenseitig und können nicht klar voneinander getrennt werden.

2.2.1 Methanzahl und Klopfestigkeit

Der kompakte molekulare Aufbau ist der Grund für die hohe Klopfestigkeit von Methan. Bei Brenngasen wird die Klopfestigkeit mittels der Methanzahl (MZ) beschrieben und mit steigendem Methananteil steigt diese auch bei CNG. Für die Motorauslegung und die ottomotorische Verbrennung hat dieser Wert eine hohe Bedeutung und beeinflusst Applikationsparameter wie Zündzeitpunkt bzw. Schwerpunktlage und folglich auch den Wirkungsgrad maßgeblich.

Um die MZ zu bestimmen, wird unter definierten Bedingungen der zu prüfende Realkraftstoff mit einem Modellkraftstoff verglichen. Wenn die Klopfstärke beider Kraftstoffe übereinstimmt, besitzen sie dieselbe MZ. Der Modellkraftstoff setzt sich aus einem Volumenverhältnis zündunwilligen Methans ($MZ = 100$) und kloppfreudigen Wasserstoffes ($MZ = 0$) zusammen.

Reines Methan besitzt somit eine MZ von 100 und entspricht einem ROZ von 130. Damit ist selbst bei hohen Motorlasten ein Klopfen nahezu ausgeschlossen. Verglichen hierzu weist Benzin einen ROZ von 98 (Iso-Oktan per Definition $ROZ = 100$) auf und ist damit deutlich kloppfreudiger [8, 9, 24, 25].

2.2.2 Zündwilligkeit und Zündgrenzen

Die Kompaktheit des Methans hat nicht nur Auswirkungen auf die Klopfestigkeit, sondern erhöht die benötigte Zündenergie gegenüber Benzin. Dies wirkt sich auf die gesamte Zündanlage aus, daher sollten Zündspulen und -kerzen auf den Erdgasbetrieb angepasst

werden. Die Zündgrenzen für Methan ($\lambda = 0,7 - 2,1$) sind im Vergleich zu Benzin ($\lambda = 0,4 - 1,4$) aufgeweitet und begünstigen somit einen Motorbetrieb mit Luftüberschuss oder den Einsatz von Abgasrückführung. Diese Ladungsverdünnung beeinflusst zusammen mit der Ladungsbewegung, dem Druck und der Temperatur zum Zündzeitpunkt den minimalen Zündenergiebedarf (siehe **Abbildung 2**).

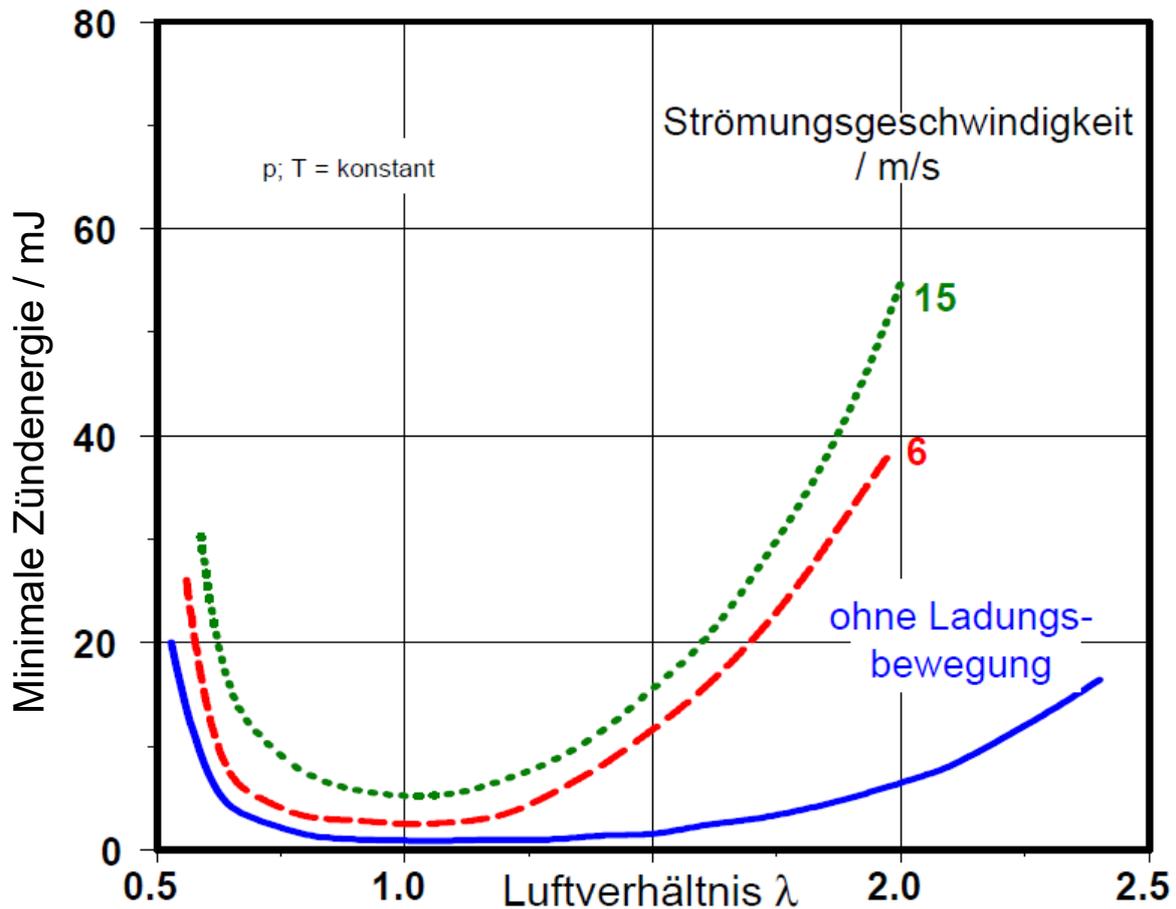


Abbildung 2: Zündenergiebedarf für Propan-Luftgemisch nach SCHARLIPP [26]

Aus den experimentellen Daten lassen sich zwei Maßnahmen zur sicheren Zündung für den Einsatz von Brenngasen im Ottomotor ableiten.

- Erhöhung der Zündenergie
- Reduzierung der Ladungsbewegung

Vor allem die Abmagerung stellt eine große Herausforderung bei der Brennverfahrensentwicklung dar. Durch sie sinken die Energiedichte des Gasgemisches, die Flammentemperatur und -geschwindigkeit. In diesem Zusammenhang nimmt die Verweilzeit und somit der Wärmeentzug im Bereich der Zündkerze zu, was nur durch die Zündenergie kompensiert werden kann. Um der verringerten Flammengeschwindigkeit im Magerbetrieb entgegenzuwirken, wird die Ladungsbewegung erhöht, welches den minimalen Zündenergiebedarf noch weiter steigen lässt. Derzeit übliche Transistor-Spulen-Zündanlagen

können Zündenergien von 30 - 120 mJ darstellen und decken den nötigen Zündbereich der für diese Arbeit geplanten Untersuchungen ab [9, 15].

Insgesamt nehmen die thermischen Belastungen und Wandwärmeverluste beim überstöchiometrischen Betrieb ab. Trotz dieser Vorteile wird im heutigen PKW-Segment weitestgehend der stöchiometrische Betrieb angewendet. Der Aufwand für zusätzliche Abgasnachbehandlungssysteme im Magerbetrieb wären zu kosten-, bauraum- und gewichtsintensiv. Daher wird der stöchiometrische Betrieb mit dem Einsatz des weitverbreiteten Drei-Wege-Katalysators bevorzugt [24, 27].

2.2.3 Flammengeschwindigkeit

Neben den weiten Zündgrenzen begünstigt auch die hohe Flammgeschwindigkeit im überstöchiometrischen Betrieb den mageren Motorbetrieb. Diese beschreibt die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Verbrennung in m/s in Richtung des normalen Vektors der Flammenfront relativ zum unverbrannten Gemisch, ohne Berücksichtigung der Zylinderinnenströmung.

Abbildung 3 zeigt die Abhängigkeit der Flammengeschwindigkeit von Druck, Temperatur und inertem Restgasanteil. Weitere Abhängigkeiten sind die Kraftstoffqualität und das Verbrennungsluftverhältnis λ . Für Methan gelten folgende Zusammenhänge. Die Flammgeschwindigkeit nimmt mit steigendem Druck und Restgasanteil ab und steigt mit der Temperatur, wobei der Temperatureinfluss mit steigendem Druck abnimmt.

Während des Kompressionstaktes und der Verbrennung steigen Druck und Temperatur innerhalb des Brennraumes stark an. Beide Größen wirken sich gegensätzlich auf die Flammgeschwindigkeit aus. Unter Normalbedingungen ist die Flammgeschwindigkeit von Methan höher als die von Benzin. Jedoch liegt sie bei realen Verbrennungsbedingungen (bei hohen Drücken und Temperaturen) darunter, da sich eine Erhöhung des Druckes positiv auf die Flammgeschwindigkeit bei Benzin auswirkt [15, 19, 28–30].

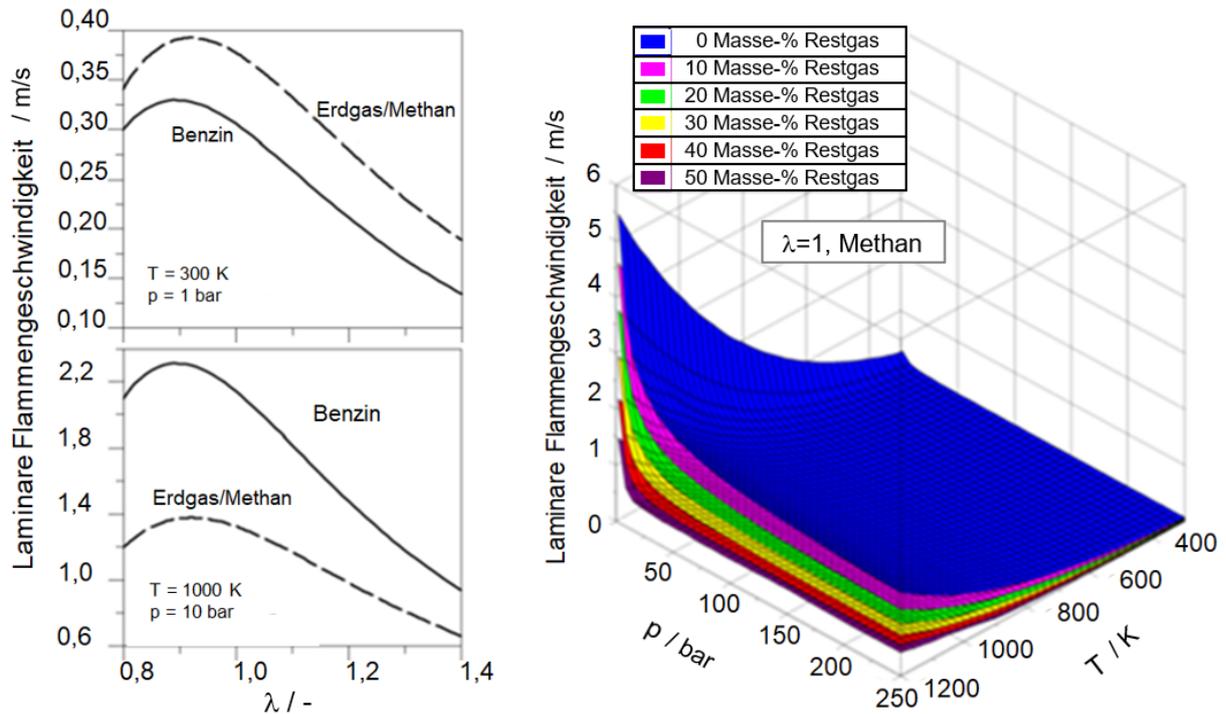


Abbildung 3: Links: Laminare Flammgeschwindigkeiten von Benzin und Methan nach DOUAILLER et al. [29], Rechts: Einfluss von Restgasanteil, Druck und Temperatur auf die Flammgeschwindigkeit von Methan nach RÖTH [20]

Abbildung 4 zeigt eine Abstraktion der Methanflammenausbreitung. Hiernach setzt sich die Verbrennungsgeschwindigkeit aus der lokal wirkenden laminaren Flammgeschwindigkeit s_L , welche unabhängig vom Strömungsfeld ist, und der global wirkenden turbulenten Brenngeschwindigkeit s_T , mit welcher sich die Flammenfront ungefaltet bewegt, zusammen. Um eine hohe turbulente Brenngeschwindigkeit zu erreichen ist eine hohe laminare Brenngeschwindigkeit dienlich. Daraus ergibt sich eine kurze und sichere Verbrennung [20, 30].

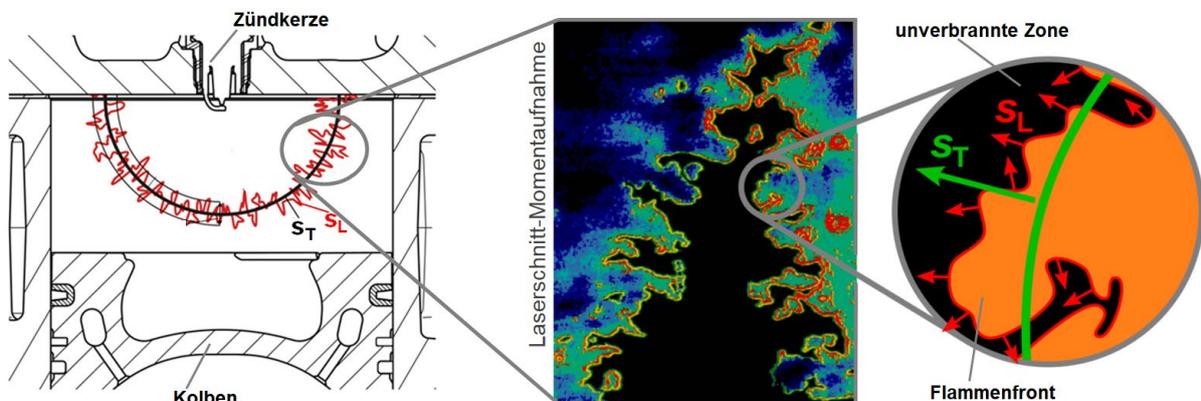


Abbildung 4: Abstraktion der Methanflammenausbreitung im Ottomotor nach [20, 30, 31]

Die Gemischaufbereitung spielt eine große Rolle für die turbulente Brenngeschwindigkeit. Eine gute Gemischhomogenisierung wirkt sich positiv auf die turbulente Brenngeschwindigkeit aus und sorgt für eine gute Zündfähigkeit, eine stabile Verbrennung, eine kurze Brenndauer und damit einhergehend für eine vollständige, wirkungsgradoptimale und schadstoffarme Verbrennung. Zum einen kann die Homogenisierung durch den Einblasbeginn, engl. start of injection (SOI), maßgeblich beeinflusst werden. Zum anderen aber auch durch Tumble- oder Drallströmungen. Im Ottomotor ist die Tumbleströmung dominant, welche mit zunehmender Kompression in kleinere Turbulenzen zerfällt. Diese Turbulenzen können durch den Einbau von Ladungsklappen in den Einlasskanal begünstigt werden. Mit steigender Drehzahl steigt auch die Turbulenz infolge der höheren Strömungsgeschwindigkeit bzw. der steigenden mittleren Kolbengeschwindigkeit. Jedoch kann es bei zu hohen Turbulenzen im Brennraum zu verlängerten Brenndauern aufgrund von abnehmenden Reaktionsgeschwindigkeiten kommen. Weiterhin können Zündfunken- oder Flammenlöschungen auftreten und somit einen unruhigen Motorlauf hervorrufen oder die Turbulenzen führen zu Füllungsverlusten und Leistungsabnahme.

Durch den richtigen Einsatz von Turbulenzen kommt es zu einer gewollten starken Faltung der sich ausbreitenden Flammenfront. Dies bewirkt eine Vergrößerung der Oberfläche und damit eine Steigerung der Reaktionsgeschwindigkeit. Die durch die laminare hervorgerufene, turbulente Brenngeschwindigkeit liegt erheblich höher als die laminare selbst und nimmt auch mit steigendem Druck zu. Mit zunehmender Brenndauer steigt der Anteil und Einfluss der turbulenten Brenngeschwindigkeit bis die Verbrennung mit Annäherung an die Zylinderwand wieder laminarer wird. Je näher die Flammenfront der Wand kommt, desto höher werden die Wandwärmeverluste, was zur Folge hat, dass die Flammenfront erlischt, sobald der Wärmeentzug so groß wird, dass die chemische Reaktion nicht aufrechterhalten werden kann. Somit ist die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit während der Verbrennung von der Phase im Brennverlauf abhängig [20, 30, 31].

Der Zündverzug bei der Methanverbrennung ist dem von Benzin ähnlich, da sich die anfänglichen Raten nicht stark unterscheiden. Jedoch findet mit zunehmender Brenndauer und steigendem Druck die Verbrennung von Methan im Vergleich langsamer statt. Unter anderem erhöht sich aufgrund der Drucksteigerung die laminare Brenngeschwindigkeit von Benzin, welche eine Steigerung der turbulenten Brenngeschwindigkeit zur Folge hat.

Insgesamt lässt sich zusammenfassen, dass ein stöchiometrisches Gemisch mit hinreichender Ladungsbewegung einen schnellen Durchbrand von Methan ermöglicht und dieser, aufgrund der molekularen Stabilität und Reaktionsträgheit, eine wichtigere Rolle als bei Benzin einnimmt.

In der Literatur finden sich weitere, teilweise unterschiedliche Angaben zur Flammenausbreitungsgeschwindigkeit von Methan und Benzin. Diese können jedoch nicht in

Gänze betrachtet werden, da Angaben zu Druck, Temperatur, Last, Zündzeitpunkt, Kraftstoffzusammensetzung und Verbrennungsluftverhältnis meist unvollständig sind [6, 15, 16, 19, 22, 24, 30, 32, 33].

2.2.4 Gemischheizwert und Aggregatzustand

Ein wesentlicher Nachteil im CNG-Betrieb ist der verringerte Gemischheizwert gegenüber Benzin (vgl. **Tabelle 2**). Dies bedeutet, dass bei gleicher Leistung eine größere Menge brennbaren Gemisches benötigt wird.

Bei indirekter Zuführung des Erdgases wird die Gemischdichte weiter verringert und damit die Leistung noch weiter gesenkt. Um die Gemischdichte im Brennraum zu erhöhen, kann zum einen der Einsatz einer Direkteinblasung oder die Erhöhung des Auflagedruckes genutzt werden. Heutige Aufladeaggregate sind in der Regel auf den Einsatz in benzinbetriebenen Ottomotoren ausgelegt und werden aufgrund der Stückzahlenproblematik nur in den seltensten Fällen auf den Erdgasbetrieb angepasst. Dies führt zu schlechterem Ansprechverhalten und, je nach Auslegung, zu Drehmomentverlusten [15].

Aufgrund der gasförmigen Einbringung von Erdgas in den Brennraum bleibt die kühlende Wirkung von flüssigem Kraftstoff aus. Bei flüssiger Einspritzung erhöht sich die Gemischdichte infolge der Verdampfungsenthalpie und führt so zu einer Drehmomentsteigerung. Lediglich bei der Entspannung des zugeführten Erdgases vom Raildruck auf den Zylinderdruck erfolgt eine Abkühlung des Gemisches durch den Joule-Thomson-Effekt [13, 34]. Vorteilhaft an der gasförmigen Einblasung ist der Wegfall der Kraftstoffanlagerung an den Zylinderwänden. Folglich kann auf die Anfettung während des Kaltstarts verzichtet werden [24, 33].

2.2.5 Schadstoffemissionen

Bei der idealen, vollständigen Verbrennung entstehen theoretisch nur Kohlenstoffdioxid und Wasser als Reaktionsprodukte. Verluste und kurze Verweildauer im Brennraum führen zu einer realen, unvollständigen Verbrennung von Kohlenwasserstoffen C_xH_y . Das Abgas setzt sich bei $\lambda = 1$ aus folgenden gesetzlich limitierten Komponenten zusammen:

- Stickoxide NO_x
- Kohlenstoffmonoxid CO
- Kohlenstoffdioxid CO_2 (indirekt über Flottenverbrauch)
- Unverbrannte Kohlenwasserstoffe HC
- Partikel [9]

Grundsätzlich entstehen bei der CNG-Verbrennung dieselben Schadstoffkomponenten wie bei Benzin. **Abbildung 5** verdeutlicht jedoch den Unterschied in Konzentration und Partikelanzahl der Schadstoffe und zeigt damit ein hohes Reduktionspotential.

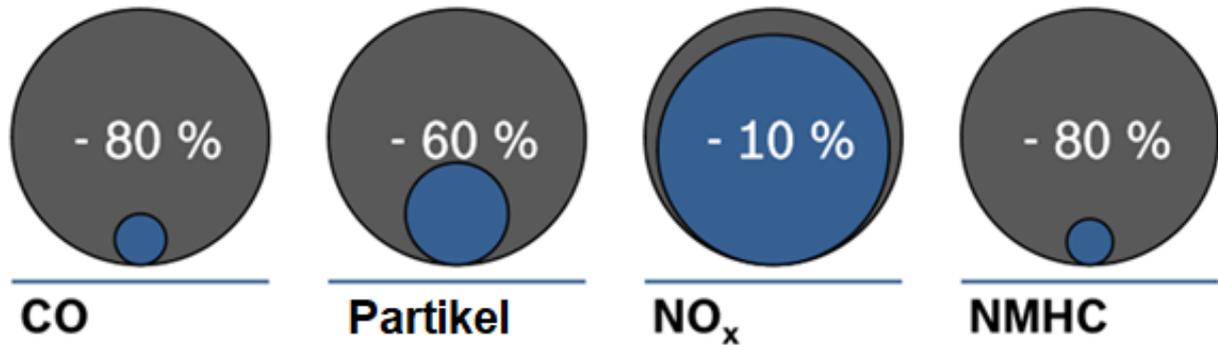


Abbildung 5: Schadstoffemissionseinsparpotenzial von CNG in blau gegenüber Benzin in grau nach STAN [33] (NMHC – Nicht-Methan-Kohlenwasserstoffe)

Im Weiteren wird die Entstehung der einzelnen limitierten Komponenten beschrieben.

Kohlenstoffmonoxid

Kohlenstoffmonoxid entsteht vor allem bei unvollständiger Verbrennung. Begünstigt wird diese durch Luftmangel $\lambda < 1$. Durch die geringere Kohlenstoffkonzentration in Methan entsteht weniger Kohlenstoffmonoxid gegenüber Benzin [8, 13].

Kohlenstoffdioxid

Kohlenstoffdioxid entsteht bei der vollständigen Verbrennung des im Kraftstoff enthaltenen Kohlenstoffes und damit ist dessen Konzentration im Abgas von der Kraftstoffzusammensetzung abhängig. CO₂-Emissionen sind zwar nicht direkt giftig für den Menschen, sind aber mitverantwortlich für den Treibhauseffekt in der Atmosphäre [8, 9, 13].

Stickoxide

Stickoxide ist ein Sammelbegriff und umfasst alle chemischen Verbindungen aus unterschiedlichen Sauerstoff-Stickstoff-Verhältnissen. Der wichtigste Bildungsmechanismus für die Entstehung von Stickoxiden stellt der Zeldovich-Reaktionsmechanismus dar.

Die Bildung von NO_x findet relativ langsam statt, daher wird entsprechend weniger während der Verbrennung gebildet als es dem chemischen Gleichgewicht entsprechen würde. Folgende Einflussparameter bedingen die Entstehung von NO_x [9, 35]:

- Temperatur
- Lokale NO_x-Konzentration
- Luftverhältnis
- Verweilzeit

Kohlenwasserstoffe

Abbildung 6 zeigt die Zusammensetzung von unverbrannten Kohlenwasserstoffen im Abgas von Benzin und CNG. Es wird deutlich, dass über 90 % der unverbrannten Kohlenwasserstoffe bei der Erdgasverbrennung aus Methan bestehen.

Dabei ist die Entstehung der HC-Emissionen vor allem durch folgende Dinge bedingt:

- Vorzeitiges Erlöschen der Verbrennung an Brennraumwänden
- Kein Erfassen schmaler Brennraumspalten (Effekt: Spalt-Quenching)
- Spülen von unverbranntem Gasgemisch durch Ventilüberschneidung
- Gemischinhomogenität
- Lokale Flammenlöschung durch starke Turbulenzen

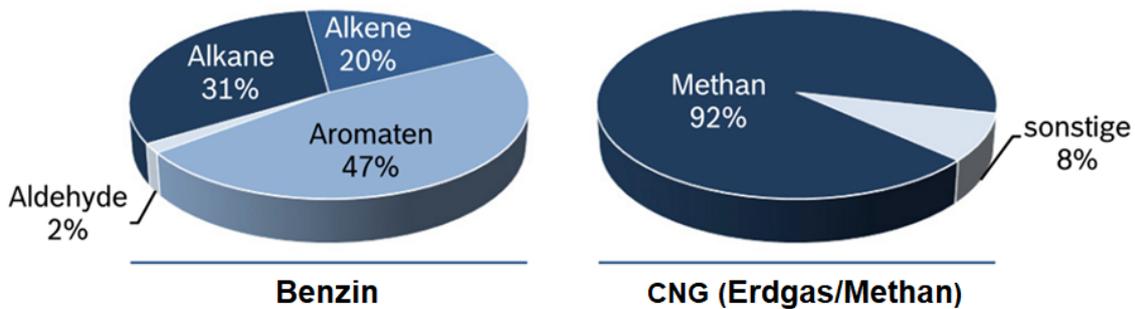


Abbildung 6: Zusammensetzung der HC-Emissionen im Abgas von Benzin und Erdgas nach STAN [33]

Ein erhöhtes Verdichtungsverhältnis bei Erdgasmotoren führt zu einem höheren thermischen Wirkungsgrad, jedoch bedingt das ungünstigere Oberflächen-Volumen-Verhältnis eine Zunahme der Kohlenwasserstoffemissionen. Außerdem nehmen die emissionsmindernden Nachreaktionen infolge der geringeren Abgastemperaturen durch eine frühere Schwerpunktlage ab. Kritisch ist, dass Methan ein sehr potentes Treibhausgas darstellt und dessen Ausstoß minimiert werden sollte [8, 36].

Partikel

Als Partikel definiert und reglementiert nach EU-Richtlinie 2007/46/EG [37] sind alle Komponenten, die oberhalb einer Temperatur von 52 °C an teflonbeschichteten Probefilter ausscheiden. Dazu zählen Ruß, Asche, Abrieb, Additive, Korrosionsprodukte und verschiedene Sulfate.

Bei benzinbetriebenen Ottomotoren mit Saugrohrreinblasung ist die Partikelkonzentration vernachlässigbar klein. Durch den Einsatz der Direkteinblasung entsteht auch im Ottomotor eine inhomogenere Gemischverteilung und somit signifikant höhere Partikelemissionen [9, 13]. Die Verwendung von CNG eliminiert den elementaren Bildungsmechanismus für die Partikelentstehung. Der Kraftstoff wird gasförmig eingebracht, wodurch es zu keiner Wandbenetzung und einer guten Gemischhomogenisierung kommt [8].

Die niedrigeren Abgastemperaturen haben direkte Auswirkungen auf die Emissionen und die Abgasnachbehandlung. Dies sind ungünstige Bedingungen zum Erreichen der nötigen Light-

Off-Temperaturen, welche aufgrund der hohen Aktivierungsenergie von Methan höher liegen als bei Benzin. **Abbildung 7** zeigt, dass die katalytische Umsetzrate von 50 % aufgrund der kompakten Methanstruktur und der festen atomaren Bindung erst oberhalb einer Temperatur von 450 °C erreicht wird. Bei Benzin wird diese hingegen schon bei ab 250 °C erreicht. Diesem Umstand bei der Methannachbehandlung kann durch eine höhere Katalysatorbeladung mit Palladium und Platin entgegengewirkt werden [8].

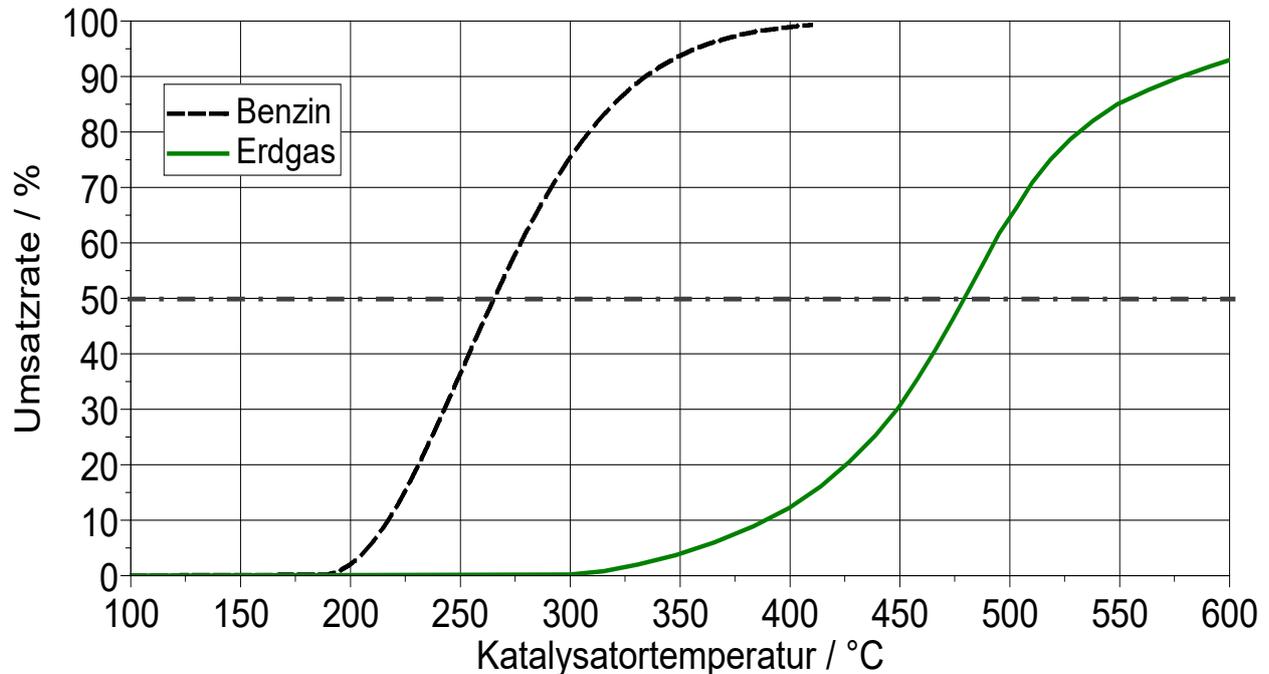


Abbildung 7: Katalytische Umsetzung von Benzin und Methan nach

VAN BASSHUYSEN [8]

2.3 Einfluss ausgewählter Verfahren und Parameter auf den ottomotorischen Betrieb

Die bisherige Betrachtung zeigt, dass die Verwendung von CNG bei Ottomotoren mit benzinoptimierter Auslegung ähnliche Wirkungsgrade erreicht, gleichzeitig jedoch ein Leistungs- bzw. Drehmomentnachteil vorliegt. Unter Berücksichtigung der verbrennungsspezifischen Eigenschaften von Erdgas im ottomotorischen Betrieb können die möglichen Nachteile durch eine Auslegung auf den CNG-Betrieb kompensiert werden.

Um die späteren Hardwareanpassungen an dem gewählten Versuchsmotor besser zu verstehen sind ausgewählte Verfahren bzw. Parameter und deren Einfluss auf den ottomotorischen Betrieb in diesem Kapitel beschrieben.

Für die Untersuchungen wird eine stöchiometrische Verbrennung gewählt, um den Einsatz einer externen Abgasrückführung aufgrund höherer Flammgeschwindigkeiten zu begünstigen [19, 24, 38].

2.3.1 Scavenging

Das sogenannte Scavenging ist ein Spülverfahren, welches das Ansprechverhalten und Drehmoment eines Motors im niedrigen Drehzahlbereich verbessern soll. Durch eine Phasenverschiebung der Nockenwelle kann die Abgasenthalpie erhöht und das Turboloch verringert werden. Das Verfahren arbeitet mit einer großen Ventilüberschneidung, um bei einem positiven Druckgefälle ein Durchspülen mit Frischluft zu ermöglichen. Im Zylinder wird unterdessen unterstöchiometrisch verbrannt. Zusammen mit der durchgespülten Frischluft reagiert das global leicht überstöchiometrische Gemisch vor der Turbine und erhöht folglich die Abgasenthalpie [39, 40].

Abbildung 8 zeigt beispielhaft die mögliche Verschiebung des Betriebspunktes im Verdichter-kennfeld durch Scavenging. Folglich ist durch den Einsatz eine höhere Reserve zur Pumpgrenze bzw. ein höheres Druckverhältnis realisierbar. Ein weiteres Anwendungsbeispiel ist die erhöhte Abgasenthalpie zum Katalysatorheizen zu verwenden, um so die Light-Off-Temperatur schneller zu erreichen.

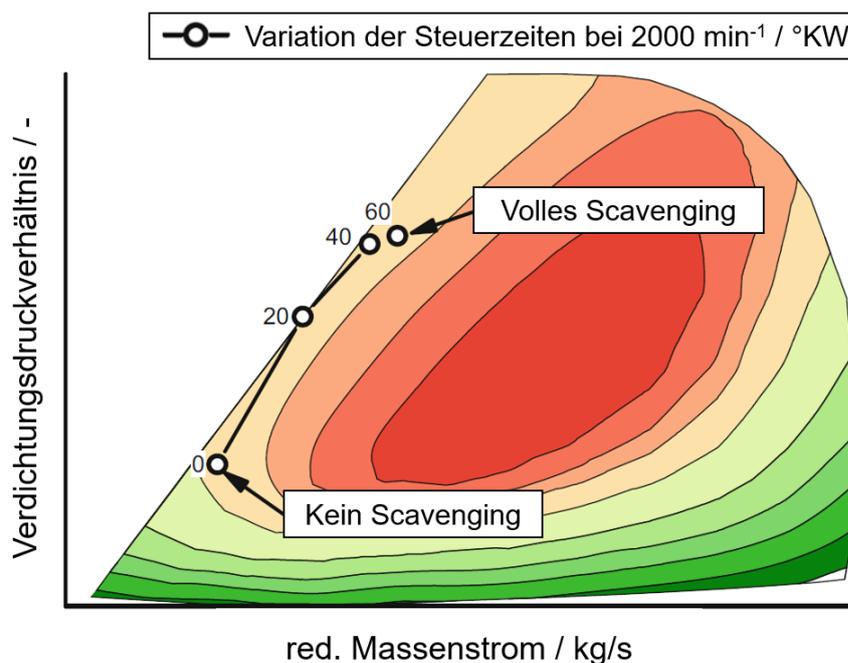


Abbildung 8: Einfluss der Einlassnockenwellenverstellung auf Scavenging und Betriebspunktverlagerung nach SCHMID ET AL. [41]

2.3.2 Direkteinblasung und Gemischbildung

Das Gemischbildungsverfahren und dessen Applizierung haben direkten Einfluss auf die Verbrennung und die Emissionsbildung. Grundsätzlich werden zwei Arten von Erdgaseinblasung unterschieden, die Saugrohr- und die Direkteinblasung. Aus **Abbildung 9** lassen sich wichtige Bedingungen für die Auslegung der Systeme ableiten.

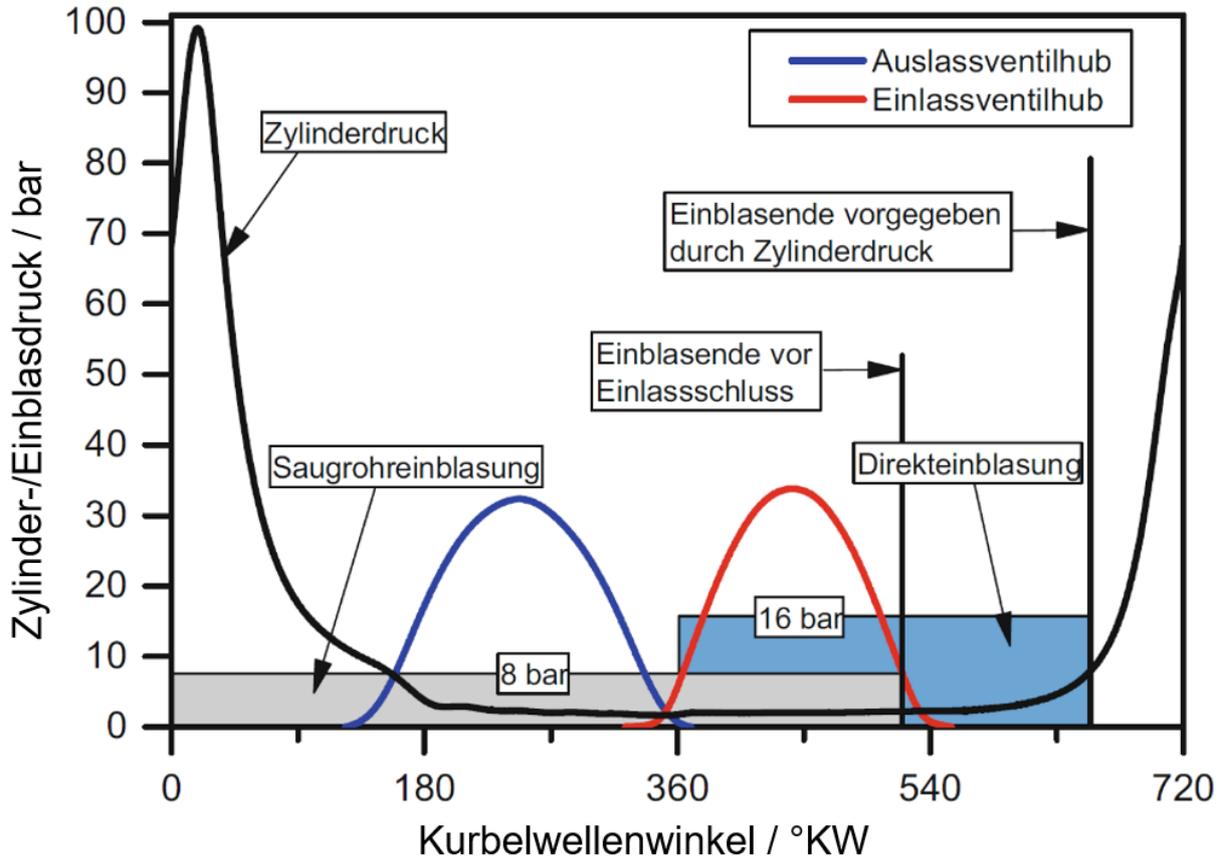


Abbildung 9: Theoretische Einblaszeitfenster für Saugrohr- und Direkteinblasung nach SPICHER [9]

Dargestellt sind die theoretischen Einblaszeitfenster für Saugrohr- und Direkteinblasung (DE). Bei Letzterer kann Kraftstoff nur während der Ansaug- und Kompressionsphase eingebracht werden. Durch diese verkürzte Einblasdauer muss ein höherer Massenstrom realisiert werden. Dies erfolgt zum einen über einen größeren Öffnungsquerschnitt und zum anderen über einen erhöhten Einblasdruck. Gleichzeitig sinkt die Reichweite des Fahrzeugs mit der Höhe des Einblasdruckes, denn ohne zusätzlichen Kompressor kann der Erdgastank nur bis zum Einblasdruck plus die Druckverluste der kraftstoffführenden Leitungen entleert werden. Dieser Zusammenhang zwischen Einblasdruck und Reichweite wird beispielhaft genauer von MILOCCO [42] untersucht. Demnach stellt der gewählte Raildruck von 16 bar einen guten Kompromiss zwischen Massenstrom und Reichweite dar.

Wird der Einblasbeginn bei DE nach dem Zeitpunkt „Einlassventil schließt“ (EVS) gewählt, können die sonst bei der Saugrohrreinblasung vorhandenen Füllungsverluste eliminiert werden. Die Einblasung muss jedoch bis zum Erreichen des überkritischen Druckverhältnisses beendet sein. Das Druckverhältnis $(p_{Zyl}/p_{Kst})_{krit}$ nach ISERMANN [43] wird nach **Formel 1** berechnet.

$$\left(\frac{p_{Zyl}}{p_{Kst}}\right)_{krit} = \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

Formel 1

Das Verhältnis gibt an, dass der Einblasdruck (p_{Kst}) überschlagsmäßig doppelt so hoch sein muss wie der Zylinderdruck (p_{Zyl}). Sinkt der Einblasdruck darunter, nimmt der Massenstrom stark ab und erschwert die genaue Zumessung der Kraftstoffmenge. Der maximale Durchsatz ergibt sich beim Erreichen einer Überschallströmungsgeschwindigkeit des Kraftstoffs im Injektor.

Die Erhöhung des Einblasdruckes hat somit nicht nur den Vorteil, dass die Einblasdauer verkürzt wird, sondern durch die Bedingung des überkritischen Druckverhältnis verlängert sich das Zeitfenster für die Einblasung. Bei einem Einblasdruck von 16 bar befindet sich der Grenzdruck demnach bei etwa 8 bar. Dieser Zusammenhang ist in der **Abbildung 10** dargestellt. Jedoch sollte ein empfohlener Mindestabstand von 1 ms bzw. 50 °KW vom Einblasende zum Zündwinkel gehalten werden. Damit soll ein Eindringen von heißen Brenngasen in den Injektor verhindert werden, welche zur Zerstörung führen können [8, 9, 24].

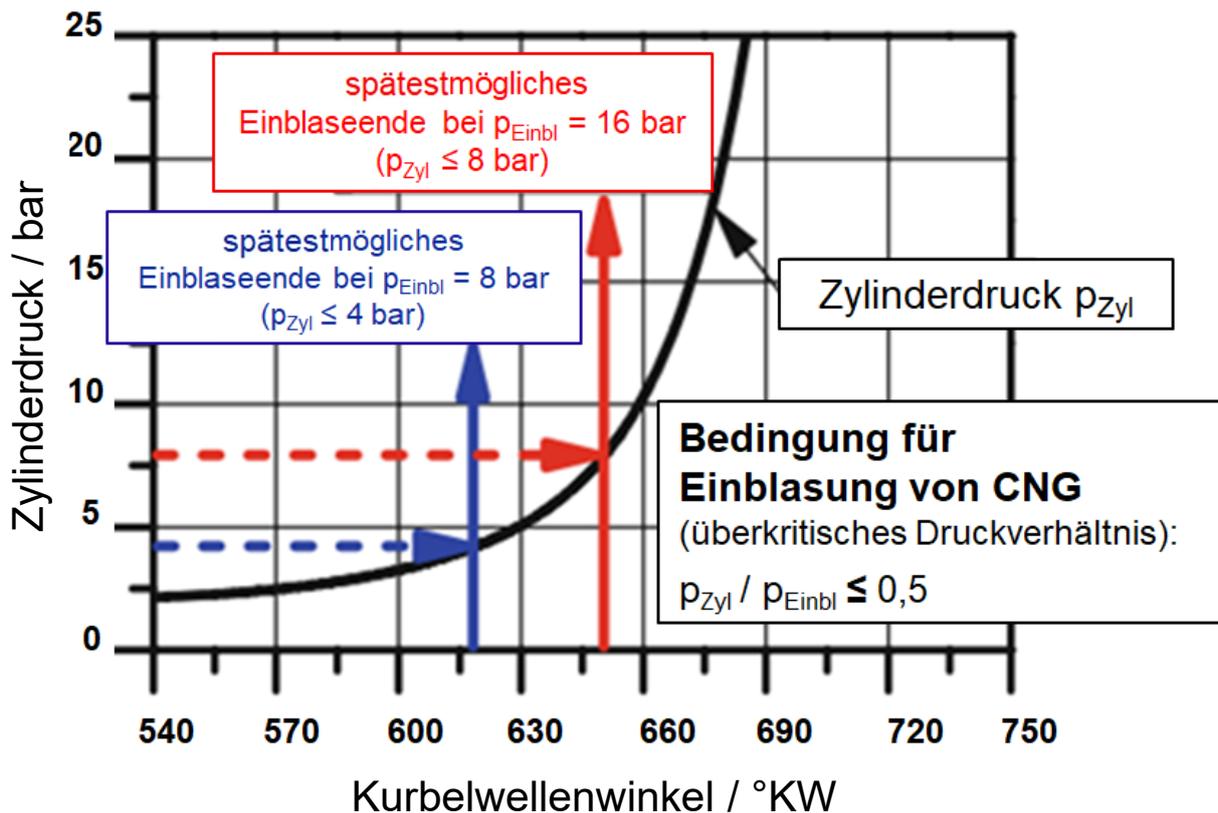


Abbildung 10: Einblasende infolge des überkritischen Druckverhältnisses nach SPICHER [9]

Ein hoher Einblasdruck ermöglicht das Erreichen kurzer Einblasdauern aufgrund eines größeren Kraftstoffmassenstroms und begünstigt daher eine späte Einblasung während der Kompressionsphase sowie das Erreichen höherer Motorleistungen. Jedoch kann die

Einblasung mit steigender Last oder Drehzahl nicht auf die Kompressionsphase begrenzt bleiben. Die **Abbildung 11** beschreibt diesen Zusammenhang. Die Zeit der Einspritzung bleibt bei konstanter Menge identisch. Die zurückgelegten Grad Kurbelwinkel nehmen jedoch mit zunehmender Drehzahl zu. Über die Last (eingeblassene Kraftstoffmenge) steigt die Dauer linear an. Eine Verkürzung der Einblasdauer wird hierbei über die Erhöhung des Einblasdruckes erreicht.

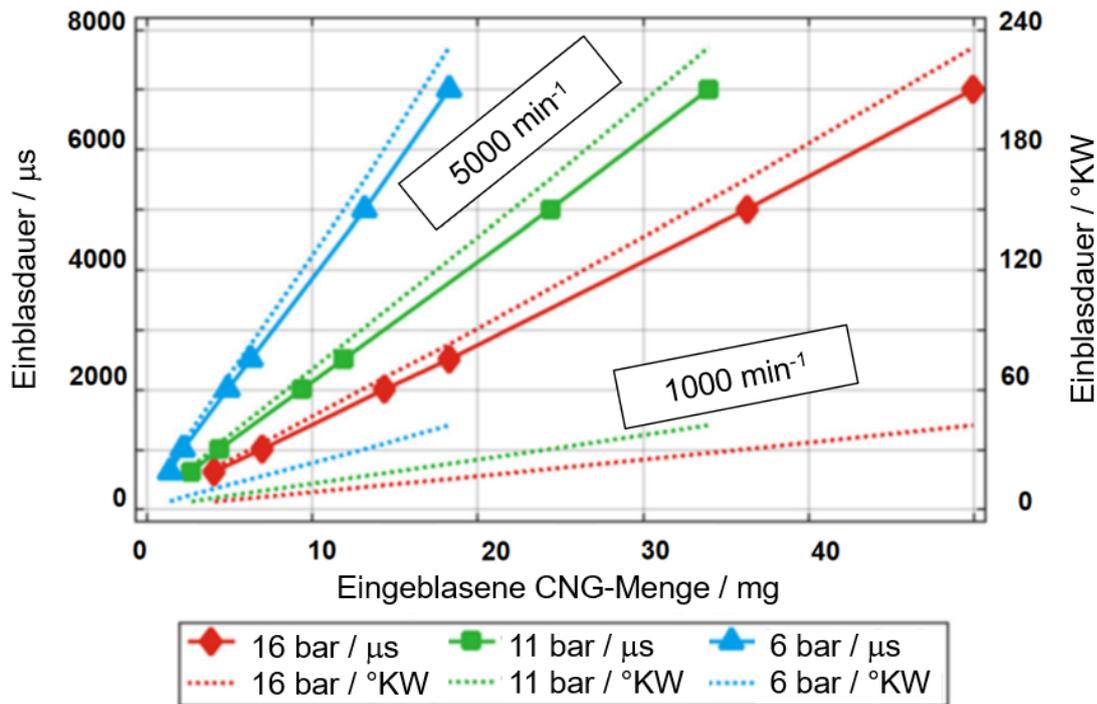


Abbildung 11: Abhängigkeit der Einblasmenge und -dauer vom Einblasdruck nach [9, 28, 44, 45]

Die späte Einblasung in der Kompressionsphase bietet nicht nur Vorteile im Liefergrad, sondern kann über eine gezielte Ladungsbeeinflussung die vorherrschende Tumblebewegung unterstützen und somit eine schnellere Verbrennung begünstigen.

Eine seitliche Injektorlage wirkt sich dabei günstiger auf die Turbulenzen aus als eine zentrale Lage. Der Impuls der einströmenden Kraftstoffmasse bei seitlicher Injektorlage bewegt sich in Richtung der Zylinderinnenströmung und unterstützt die Tumbleströmung, wobei der Kraftstoffstrom bei zentraler Lage den Tumble durchbricht und in seiner Bewegung eher entgegenwirkt [24, 46].

Aufgrund von geringen Strömungsgeschwindigkeiten bei niedrigen Drehzahlen und niedriger Last ist die Turbulenz im Brennraum relativ gering. Daher kann ein sehr später Einblaszeitpunkt zwischen 50 und 80 °KW v.ZOT die Turbulenz erhöhen, sodass sich die Brenndauer verkürzt. Gleichzeitig sinken die Abgastemperaturen bei späterem Einblasbeginn mit entsprechenden Auswirkungen auf die Abgasemissionen. Diese späte Einblasung stellt hier einen guten Kompromiss zwischen höherer Turbulenz und schlechterer Homogenisierung

dar. Vor allem kann bei Ausnutzung der Kompressionsphase zur Einblasung durch die Direkteinblasung das Drehmoment weit über 10 % gegenüber der Saugrohreninblasung erhöht werden. Dies erhöht wiederum den Massenstrom und somit die Enthalpie. Folglich verbessert sich das Ansprechverhalten des Abgasturboladers (ATL) im Low-End-Torque-Bereich und ermöglicht höhere Ladedrücke.

Bei höheren Drehzahlen und Lasten begünstigen die hohen Strömungsgeschwindigkeiten die Turbulenzen und die Homogenisierung [9, 42, 45, 45].

2.3.3 Aufladung mittels eines Abgasturboladers

Die Aufladung bildet die Basis für ein Downsizing-Konzept. Dabei wird überwiegend auf eine Abgasturboaufladung gesetzt. Das Downsizing bei Verbrennungsmotoren beschreibt die Verkleinerung technischer Größen, wie Gewicht oder Hubraum, bei ähnlichem Leistungsvermögen. Durch diese Kombination können Vorteile hinsichtlich Wirkungsgrad, Drehmoment und Leistung sowie auch Geräusch und Emissionen erzielt werden. Konkret werden diese Vorteile durch eine Brennraumverkleinerung sowie Gewichtsreduzierung des Grundmotors ermöglicht. Der verkleinerte Brennraum erzeugt geringere Wandwärme- und Reibungsverluste. Die Drehmoment- und Leistungseinbußen können infolge verschiedener Maßnahmen kompensiert werden. Anhand der **Formeln 2** und **3** ist ersichtlich, dass das Drehmoment eines gegebenen Verbrennungsmotors durch eine Erhöhung der Ladeluftdichte und des Liefergrades erhöht werden kann. Weitere Einflüsse durch die feste Wahl eines stöchiometrischen Brennverfahrens und CNG als Kraftstoff fallen hier weg.

$$M = \frac{P_e}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad \text{Formel 2}$$

$$P_e = i \cdot n \cdot V_H \cdot \eta_e \cdot \lambda_L \cdot \left(\frac{\rho_L \cdot H_u}{\lambda \cdot L_{st}} \right) \quad \text{Formel 3}$$

Eine weitere Steigerung des Liefergrades bei schon optimiertem Ladungswechsel ist grundsätzlich nicht möglich. Daher stellt die sinnvollste Maßnahme, um das Drehmoment zu erhöhen, die Anhebung der Ladeluftdichte bzw. des Ladedruckes dar. Dies steigert jedoch die Anforderungen an das Aufladeaggregat.

Der verringerte Gemischheizwert von CNG $H_G^\circ = 3223 \text{ kJ/m}^3$ erhöht die benötigte Kraftstoff-Frischlufthmasse im Zylinder für ein gleichbleibendes Moment bei $\lambda=1$ gegenüber Benzin $H_G^\circ = 3750 \text{ kJ/m}^3$. Zusätzlich nimmt die Abgasenthalpie aufgrund der geringeren Abgastemperaturen ab. Dies erschwert vor allem das Abbilden des Ansprechverhaltens und der Eckdrehmomente. Für ein besseres Ansprechverhalten bzw. eine Erhöhung des Nenndrehmomentes können verschiedene Aufladeverfahren miteinander kombiniert oder eine Register- oder Stufenaufladung mittels zwei Abgasturbolader umgesetzt werden. Alle Aufladeformen können ihrerseits noch mit einer natürlich dynamischen Aufladung, wie

Resonanz- oder Schwingrohraufladung, unterstützt werden. Diese Form der natürlichen Aufladung ist jedoch in Kombination mit der Abgasturboaufladung aus ungünstigen Kosten-Nutzen-Verhältnissen nicht üblich [8, 15, 16, 22, 32, 47–49].

Ein Abgasturbolader ist thermodynamisch an den Motor gekoppelt. Zum Antrieb der Strömungsmaschine wird die Turbine mit heißem, pulsierendem Abgas beaufschlagt. Durch das instationäre Betriebsverhalten des Motors ändert sich die Abgasenthalpie und somit der Wirkungsgrad der Turbine ständig. Das Abgas trifft mit hoher Geschwindigkeit auf die Turbine und wird in ihr entspannt. So wandelt sich vor allem die thermische Energie des Abgases in kinetische Energie der Turbine um. Die Turbine erreicht so Drehzahlen von bis zu 350.000 min^{-1} und treibt das Verdichterlaufrad über eine Welle an, welches die kinetische Energie auf die Frischluftströmung überträgt. Die Frischluft wird folglich beschleunigt und komprimiert.

Auf diese Weise nutzt der Abgasturbolader die Abgasenthalpie. Demnach ist die Turbinendrehzahl nicht direkt mit der Motordrehzahl gekoppelt, sondern von der ihr zugeführten Abgasleistung und somit von der Motorleistung abhängig. Daher wird von einer thermodynamischen Kopplung zwischen Motor und Abgasturbolader gesprochen. Das träge Verhalten der Turbine bei Drehzahländerungen des Motors resultiert aus dem Umstand, dass die Abgasenergie zuerst zur Überwindung der Massenträgheit genutzt werden muss. Diese geringere Lastannahme im niedrigen Drehzahlbereich stellt das sogenannte Turboloch dar [19, 22, 49, 50].

Dieser Zielkonflikt bei der Auslegung eines Abgasturboladers zwischen schnellem Ansprechverhalten und hoher Nennleistung ist in **Abbildung 12** dargestellt. Ein klein dimensionierter Turbolader verfügt über geringere Lagerreibung und Massenträgheit. Dies verbessert sein Ansprechverhalten bei geringeren Abgasenthalpien und bei dynamischen Laständerungen. Eine größere Dimensionierung hingegen erhöht das Schluckvermögen und erhöht somit den maximalen Massenstrom des Verdichters, verschlechtert jedoch das dynamische Ansprechverhalten.

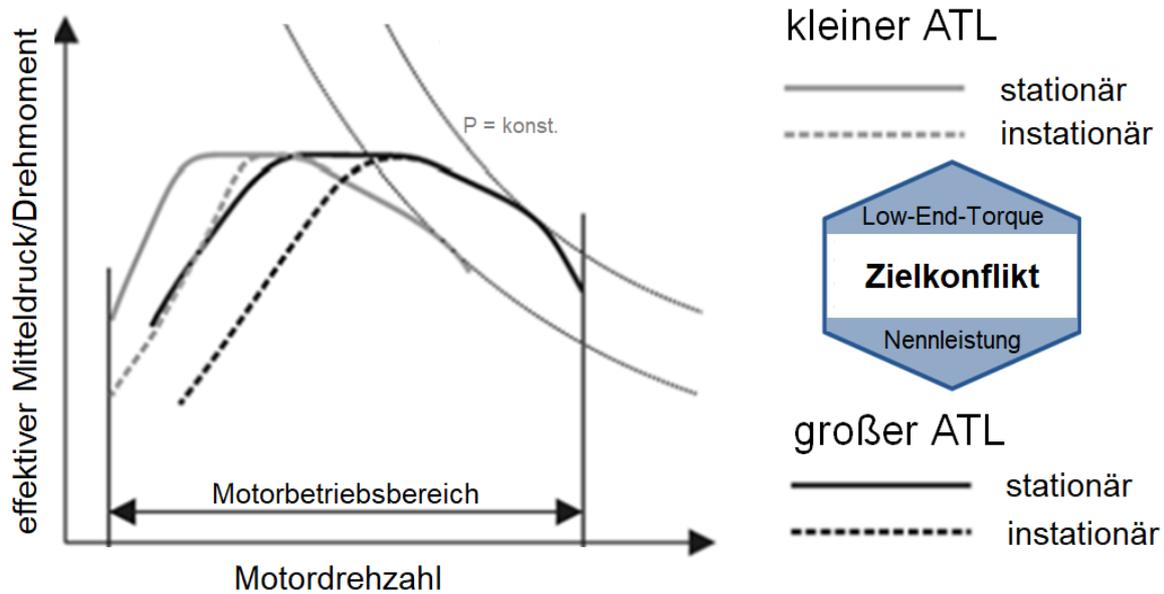


Abbildung 12: Drehmomentverlauf unterschiedlich großer Abgasturbolader im Motorbetriebsbereich nach MERKER ET AL. und PUCHER ET AL. [49, 50]

Eine Erhöhung des Ladedrucks wirkt sich auch direkt auf die Verbrennung aus. Zylinderspitzen drücke und -temperaturen steigen und erhöhen wiederum die thermische und mechanische Belastung der Bauteile. Bei einer monovalenten Auslegung des Motors werden die Grenzbelastungen beim Einsatz von CNG auch bei moderater Aufladung schnell erreicht [16, 22, 49]. Um diese Grenzbelastungen nicht zu erreichen, werden Grenzdrücke eingehalten und konstruktive Änderungen am Kolben vorgenommen, welche in Kapitel 5.2.1.2 beschrieben sind.

2.3.4 Abgasrückführung

Bei der Abgasrückführung wird dem Verbrennungsprozess ein Teil des Abgases zurückgeführt. Grundlegend werden zwei Verfahren unterschieden, die interne und externe Abgasrückführung. Die Umsetzung einer internen Abgasrückführung erfolgt durch die Steuerung eines variablen Ventiltriebes, in dem Abgas im Zylinder verbleibt oder wieder angesaugt wird. Während der Ansaugphase mischt sich das heiße Restgas mit der Frischluft. Im Gegensatz zu einer gekühlten externen Abgasrückführung steigen die Ladungstemperaturen im Brennraum und bewirken daher, entgegen den Zielen dieser Arbeit, eine Minderung der Spitzendrücke zu erreichen. Für eine genauere Betrachtung der Vor- und Nachteile wird auf weiterführende Literatur verwiesen [6, 13, 48]. Bei der externen Abgasrückführung wird Abgas aus der Abgasleitung entnommen, gekühlt und der Ansaugleitung zugeführt. Infolge des zurückgeführten inerten Abgases wird ein Teil der Frischluft aus der Ansaugleitung verdrängt, was die Sauerstoffkonzentration der Zylinderladung und folglich die Reaktionsgeschwindigkeit absenkt. Um die Last bei einem

stöchiometrischen Betrieb infolge der Ladungsverdünnung zu halten, muss der Ladedruck und somit die Gesamtmasse im Zylinder erhöht werden [6, 13].

Der grundsätzliche, thermische Effekt der Abgasrückführung auf die Verbrennung beruht auf der zusätzlichen inerten Gasmasse im Zylinder und dessen höhere Wärmekapazität aufgrund des hohen CO_2 - und H_2O -Anteils. Die höhere Wärmekapazität resultiert aus den Freiheitsgraden, welche drei-atomige Moleküle besitzen. Insgesamt sinken die Brennraumtemperaturen der verdünnten Zylinderfüllung bei der Kompression und Verbrennung bei gleicher zugeführter Wärmemenge. Zusammen mit der geringeren Sauerstoffkonzentration verringern sich die Verbrennungsgeschwindigkeit, Verbrennungsspitzen Temperaturen und die Wandwärmeverluste. Ohne Anpassung des Zündzeitpunktes verschiebt sich die Schwerpunktlage nach hinten und mindert auch die Spitzendrücke.

Die verringerten Verbrennungstemperaturen mindern die Entstehung von NO_x -Emissionen fördern jedoch bei steigendem Abgasrückführungsanteil den Quenching-Effekt, also das lokale Erlöschen der Flammenfront und somit die Entstehung von HC-Emissionen. Bei unzulässig hohen Abgasrückführraten verschlechtert sich zudem die Zündfähigkeit, sodass die Verbrennungsstabilität durch höhere Mitteldruckschwankungen und Zündaussetzer abnimmt. Um die AGR-Verträglichkeit zu verbessern, können angepasste Zündsysteme, frühere Zündzeitpunkte, verbesserte Gemischhomogenisierung und erhöhte Brennraumturbulenzen eingesetzt werden.

Für die Ausnutzung der thermodynamischen Auswirkungen der Abgasrückführung ist die zusätzliche Kühlung der externen Abgasrückführung sinnvoll. Dies verringert die Brennraumtemperaturen sowie Wandwärmeverluste weiter und steigert die AGR-Verträglichkeit. Infolge der Ladeluftkühlung steigt die Ladeluftdichte an und es kann eine höhere Zylinderfüllung bei gleichbleibendem Ladedruck erreicht werden [6, 16, 48, 51, 52].

Abgesehen von den Auswirkungen der Abgasrückführung auf die Verbrennung können die CNG-spezifischen erhöhten Bauteilbelastungen in der Vollast reduziert werden. Dabei wirken sich zwei Effekte gegensätzlich bei der Hochlast-Abgasrückführung aus. Zum einen reduzieren die verringerten Verbrennungstemperaturen und die Brennverlaufsformung den Zylinderdruck und zum anderen wird dieser durch die zusätzliche Masse im Brennraum erhöht. Die wichtigsten Auswirkungen einer externen Abgasrückführung auf eine stöchiometrische Verbrennung sind in **Abbildung 13** zu sehen.

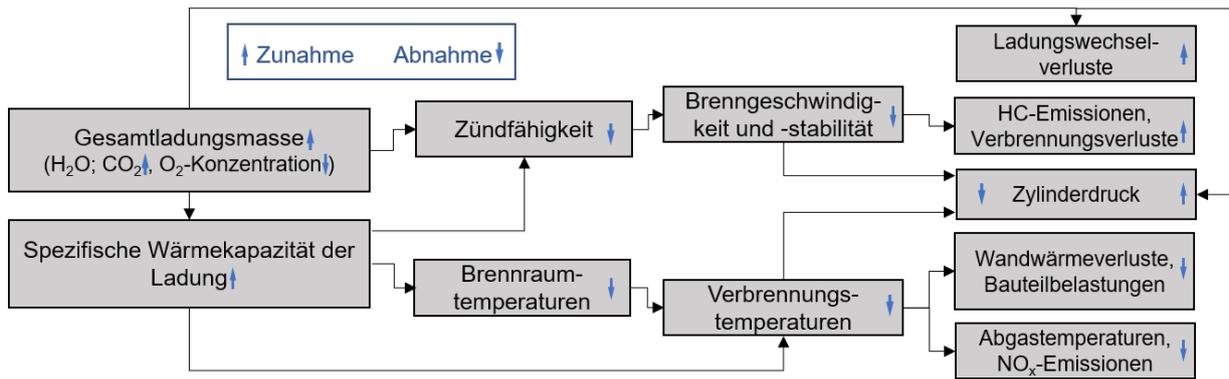


Abbildung 13: These: Mögliche Auswirkungen von gekühlter externer Abgasrückführung auf die Verbrennung

2.3.4.1 Arten der externen Abgasrückführung

Hinsichtlich des Aufbaus der Abgasrückführung werden drei Arten unterschieden, die Hochdruck- und Niederdruck-AGR sowie eine Kombination aus beiden. Dargestellt werden diese Systeme in der **Abbildung 14**, wobei deren Vor- und Nachteile in **Tabelle 3** zusammengefasst sind.

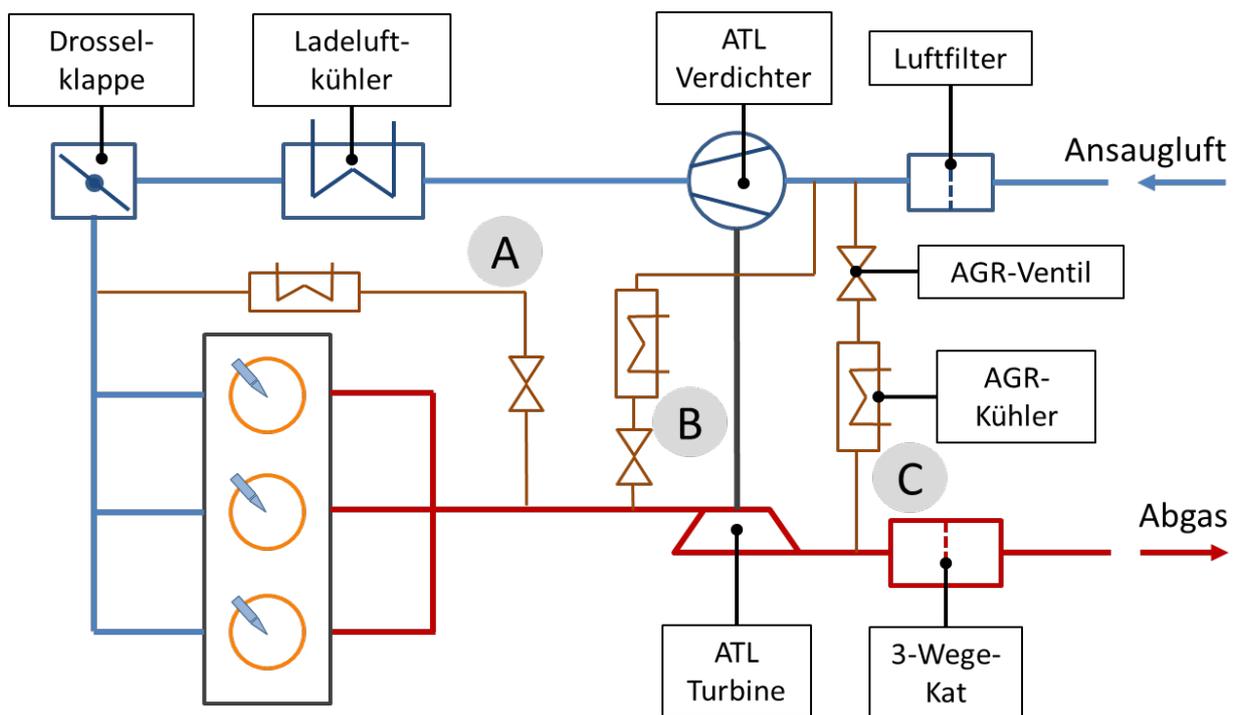


Abbildung 14: Arten der externen Abgasrückführung

Tabelle 3: Merkmale der Abgasrückführungssysteme (vgl. [53])

AGR-Varianten	A	B	C
	Hochdruck-AGR	AGR-maximales Druckgefälle	Niederdruck-AGR

Kurz- beschreibung	<ul style="list-style-type: none"> • Abgasentnahme vor Turbine und Eindosierung nach Verdichter 	<ul style="list-style-type: none"> • Abgasentnahme nach Turbine und Eindosierung vor Verdichter 	<ul style="list-style-type: none"> • Abgasentnahme nach Turbine und Eindosierung vor Verdichter
Vorteile (+)	<ul style="list-style-type: none"> • Hoher Verdichterwirkungsgrad • Kein Risiko von Tropfenschlag 	<ul style="list-style-type: none"> • AGR durch max. Druckgefälle in fast allen Betriebspunkten möglich • Optimale Homogenisierung mit der Ladeluft 	<ul style="list-style-type: none"> • Erforderliche AGR-Kühlleistung am geringsten • Dynamischstes Ansprechverhalten (Turbine)
Nachteile (-)	<ul style="list-style-type: none"> • Weniger steife Anbindung zwischen Motor und Lader durch zusätzliches Puffervolumen vor Turbine • Geringe AGR-Rate 	<ul style="list-style-type: none"> • Schwierigkeit: genaue Eindosierung des Abgases (Grund: hohes Druckgefälle) • Erhöhte Verdichterarbeit • Risiko von Tropfenschlag 	<ul style="list-style-type: none"> • Erhöhte Kühlleistung des Ladeluftkühler erforderlich • Erhöhte Verdichterarbeit • Risiko von Tropfenschlag

Aus den Vor- und Nachteilen der Abgasrückführungssysteme und den hohen Anforderungen an das Aufladeaggregat ergibt sich eine Hochdruck-Abgasrückführung als sinnvollste Umsetzung, vor allem, um das Aufladeaggregat zu entlasten.

2.3.5 Verdichtungsverhältnis

Die hohe Klopffestigkeit von CNG begünstigt die Auslegung von Motoren mit höheren Verdichtungsverhältnissen gegenüber der Verwendung von Benzin. Das Verdichtungsverhältnis ergibt sich aus dem Motorhub- (V_H) und dem Kompressionsvolumen (V_C), wie in **Formel 4** dargestellt. Nach dieser Formel ist eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses durch Verringerung des Kompressionsvolumens bzw. einer Vergrößerung des Hubvolumens möglich. Letzteres kann durch eine Verlagerung des Hub-Bohrungsverhältnisses in Richtung langhubig erfolgen.

$$\varepsilon = (V_H + V_C)/V_C \quad \text{Formel 4}$$

Abbildung 15 gibt Aufschluss über die Grenzen der Verkleinerung des Kompressionsvolumens. Mit zunehmendem Verdichtungsverhältnis kommt es zu einer

Abflachung des Brennraumdaches, bis keine hohen, turbulenten Flammenausbreitungen mehr möglich sind und dem Wirkungsgradgewinn entgegensteht [8, 13].

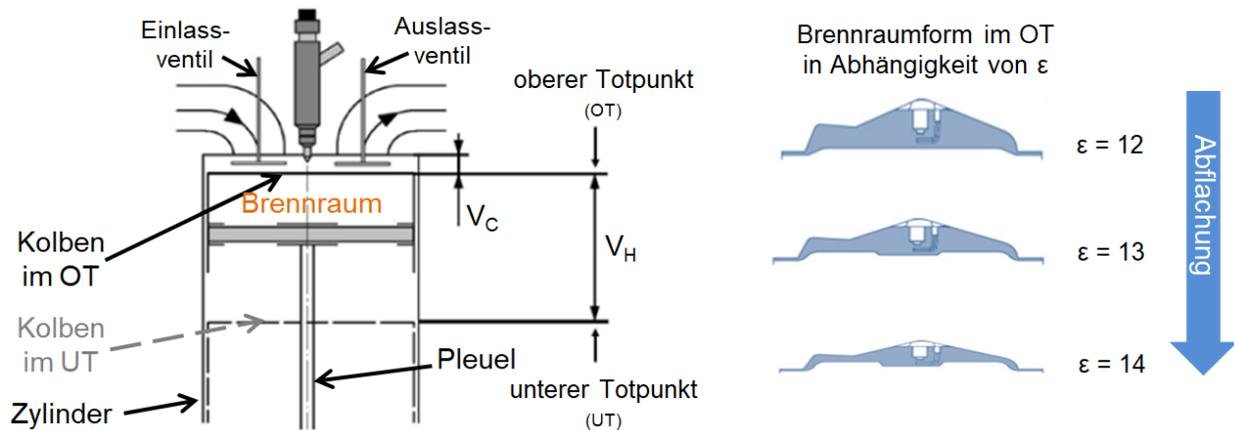


Abbildung 15: Auswirkungen der Kompressionsvolumenverringerng auf den Brennraum [15]

Durch die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses steigen die Temperaturen und der Druck während der Kompression und Verbrennung an. Druck und Temperatur wirken sich gegensätzlich auf die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit aus, jedoch führt die Überlagerung der Effekte insgesamt zu einer Erhöhung der Flammengeschwindigkeit, vgl. Kapitel 2.2.3. Diese Steigerung ermöglicht eine effizientere Verbrennung auch bei verdünnter Zylinderladung.

Abbildung 16 zeigt den Anstieg des thermischen Wirkungsgrades in Abhängigkeit vom Verdichtungsverhältnis und dem Isentropenexponenten κ des Arbeitsgases. Der Isentropenexponent ergibt sich aus dem Wärmekapazitätsverhältnis von c_p zu c_v . Nach **Formel 5** kann dieser für den Gleichraumprozess, dem der ottomotorischen Verbrennung angenähertem Vergleichsprozess, wie folgt berechnet werden [54].

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad \text{Formel 5}$$

Der reale Ottoprozess ist gegenüber dem idealen Gleichraumprozess mit thermodynamischen Verlusten behaftet. Beispielhaft ist in **Abbildung 16** eine thermodynamische Verlustanalyse für drei verschiedene Verdichtungsverhältnisse dargestellt. Zwar ist der thermische Wirkungsgrad bei $\varepsilon = 13,8$ höher als bei $\varepsilon = 12$, jedoch nimmt der effektive Wirkungsgrad durch höhere Wandwärmeverluste und einer unvollständigeren Verbrennung ab. Das ungünstigere Oberflächen/Volumenverhältnis sowie höhere Brennraumtemperaturen erhöhen die Wandwärmeverluste. Die verschlechterte Ladungsbewegung infolge der ungünstigen Brennraumform behindert ein schnelles Durchbrennen. Zusätzlich nehmen die Quenching-Effekte durch den verengten Brennraum zu [9, 13, 55].

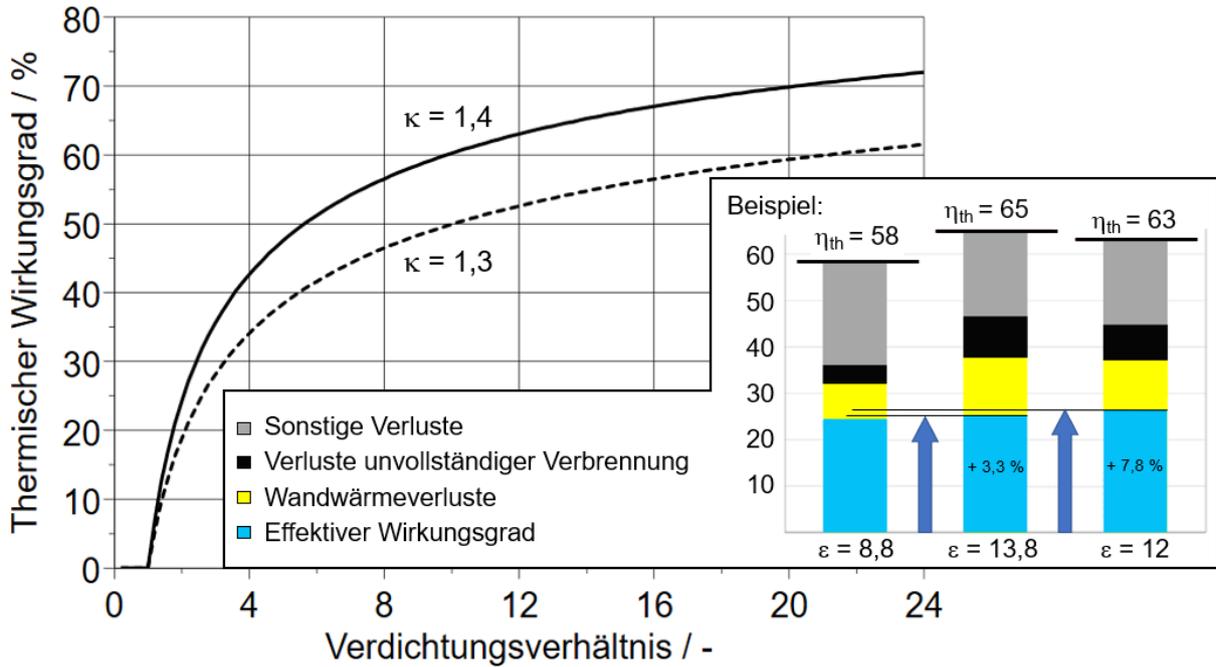


Abbildung 16: Auswirkungen des Verdichtungsverhältnisses auf den ottomotorischen Wirkungsgrad nach WERTH und PISCHINGER ET AL. [54, 55]

Neben der negativen Auswirkung bei zu hohen Verdichtungsverhältnissen auf den effektiven Wirkungsgrad stellen der Spitzendruck und die thermische Belastung weitere begrenzende Faktoren dar.

In Anbetracht der verschiedenen wirkenden Einflüsse auf den monovalenten CNG-Betrieb stellt ein Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 12 - 13$ einen guten Kompromiss zwischen Wirkungsgradgewinn und Eindämmung der negativen Auswirkungen dar.

Jedoch ist zu beachten, dass in Folge des Wirkungsgradgewinns ein Verlust der Abgasenthalpie einher geht. Da mehr Energie in mechanische Leistung umgewandelt wird und die Wandwärmeverluste steigen, sinkt bei einer Steigerung von ϵ um 5 die Abgastemperatur um $70\text{ }^\circ\text{C}$. Dies wirkt sich vor allem negativ auf die Ladedruckerzeugung durch einen Abgasturbolader im Low-End-Torque aus und erhöht die Anforderungen weiter (vgl. Kapitel 2.3.3).

Die sinkenden Abgastemperaturen wirken sich ebenso direkt auf die Abgasnachbehandlung aus. Abhilfe kann hierbei eine Zündzeitpunktverlagerung in Richtung spät schaffen, welche im nächsten Kapitel näher erläutert wird [6, 8, 13].

2.3.6 Zündzeitpunkt und Verbrennungsbeginn

Die hohe Klopfestigkeit von CNG erlaubt es im Hochlast-Bereich bei homogener, ottomotorischer Verbrennung die Schwerpunktfrage überwiegend wirkungsgradoptimal zu applizieren. Die Verbrennungsschwerpunktfrage beschreibt den Zeitpunkt in Grad Kurbelwinkel, wenn 50 % des Kraftstoffes umgesetzt sind. Für Ottomotoren findet

sich der beste Kompromiss zwischen thermischem Wirkungsgrad und brennverlaufsabhängigen Wandwärmeverlusten bei einer Schwerpunktlage zwischen $6\text{ }^{\circ}\text{KW} - 10\text{ }^{\circ}\text{KW}$ n. ZOT [8, 13, 16]. Ermittelt werden kann diese durch Indizierung online (am Prüfstand) aus dem Heizverlauf oder offline (entsprechende Software) aus dem Brennverlauf. Der Unterschied beider Verfahren ist, dass beim Brennverlauf die Wandwärmeverluste berücksichtigt werden und der Heizverlauf die Schwerpunktlage direkt aus dem Flächenschwerpunkt ermittelt. Der symmetrische Brennverlauf bei der ottomotorischen Verbrennung lässt diese Bestimmung aus dem Heizverlauf nach BOLAND [16] präzise zu.

In weiten Bereichen des Kennfeldes ist die Schwerpunktlage (AI50) direkt linear vom Zündzeitpunkt abhängig. Bei gleichbleibender Schwerpunktlage von $8\text{ }^{\circ}\text{KW}$ variiert der Zündzeitpunkt je nach Motordrehzahl, Motorlast, Ansauglufttemperatur, Zylinderrestgasgehalt, Kraftstoffqualität, λ -Wert, etc. von $10\text{ }^{\circ}\text{KW} - 40\text{ }^{\circ}\text{KW}$ v.ZOT. Grundsätzlich wird der Zündzeitpunkt mit steigender Drehzahl in Richtung früh verschoben, da in derselben Zeit mehr Grad Kurbelwinkel zurückgelegt werden und sich, bei ausbleibender Anpassung, die Verbrennung nach hinten verschiebt [6, 16, 19, 52]. Die Applikation der Schwerpunktlage ist in der Hochlast, anders als bei Benzin, weitgehend nicht von der Klopfgrenze abhängig, sondern durch die steigenden Zylinderspitzen drücke und -temperaturen infolge des angepassten Aufladegrades und Verdichtungsverhältnisses bestimmt. Somit ist die Schwerpunktlage stark von der Festigkeit und Temperaturbeständigkeit des Motors abhängig. Dies macht bei einer monovalenten Umsetzung die Verschiebung dieser Grenzen interessant. Dem entgegen steht das akustische Verhalten eines CNG-Motors mit höheren Spitzendrücken. Bei zu hoher akustischer Emission kann der Zündzeitpunkt nach hinten verlagert werden, um den Spitzendruck zu senken [8, 56]. Dieser Zusammenhang zwischen Zündzeitpunkt, Verdichtungsverhältnis und Zylinderdruck ist in **Abbildung 17** abgebildet.

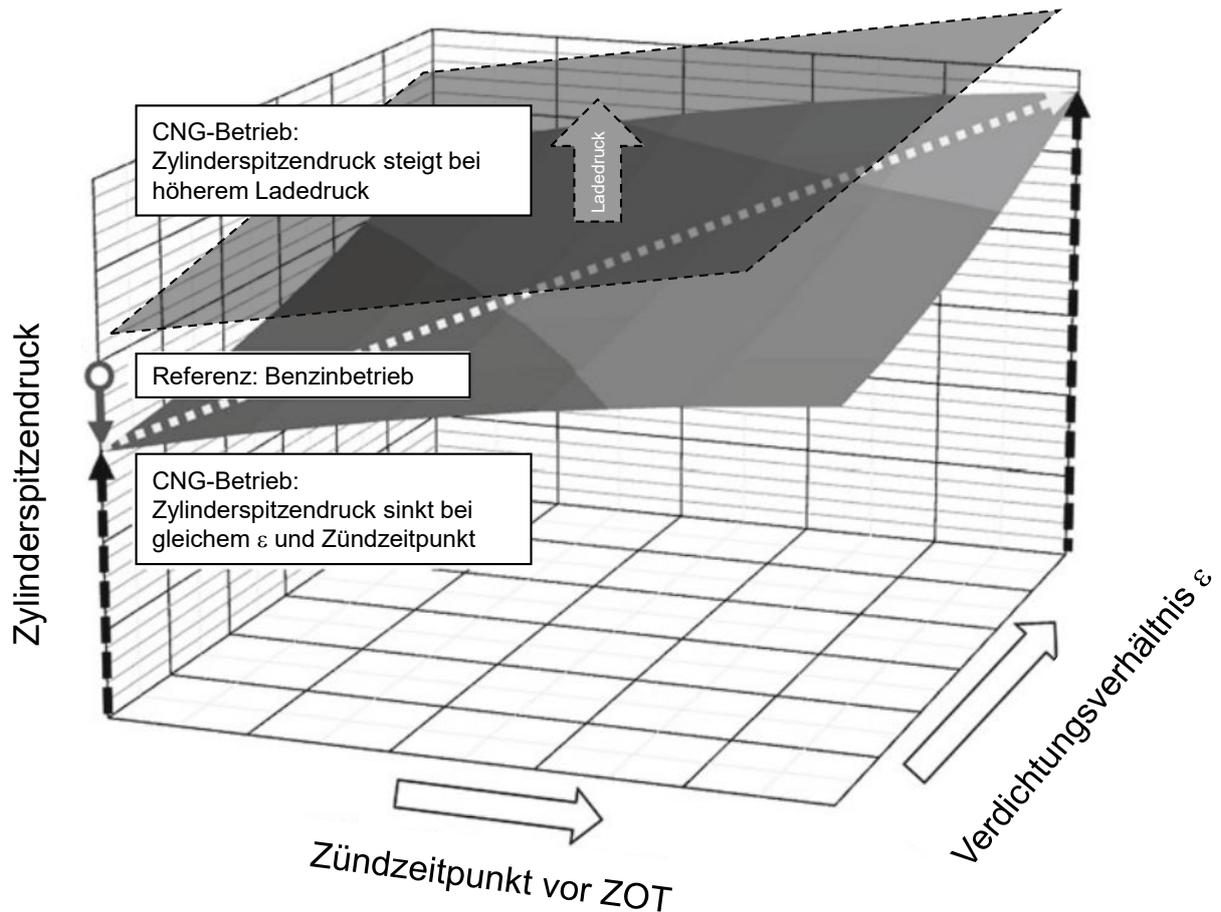


Abbildung 17: Auswirkungen des Zündzeitpunktes und ϵ auf den Zylinderdruck nach VAN BASSHUYSEN [8]

Weitere Zusammenhänge zwischen einer Zündzeitpunkt-Verlagerung, der Schwerpunktlage, Wirkungsgrad, Verbrennungsspitzentemperaturen und Abgastemperaturen sind schematisch in **Abbildung 18** dargestellt. Bei wirkungsgradoptimaler Zündzeitpunkt-Applikation hat die Verbrennung den höchsten Wirkungsgrad bzw. den geringsten Verbrauch. Trotz der höheren Verbrennungstemperaturen bei optimaler Schwerpunktlage nehmen die Abgastemperaturen gegenüber Benzin ab. Das relativ frühe Ende der Verbrennung führt aufgrund der besseren Umsetzung in mechanische Arbeit und der längeren Expansionszeit des verbrannten Gases zu niedrigen Abgastemperaturen.

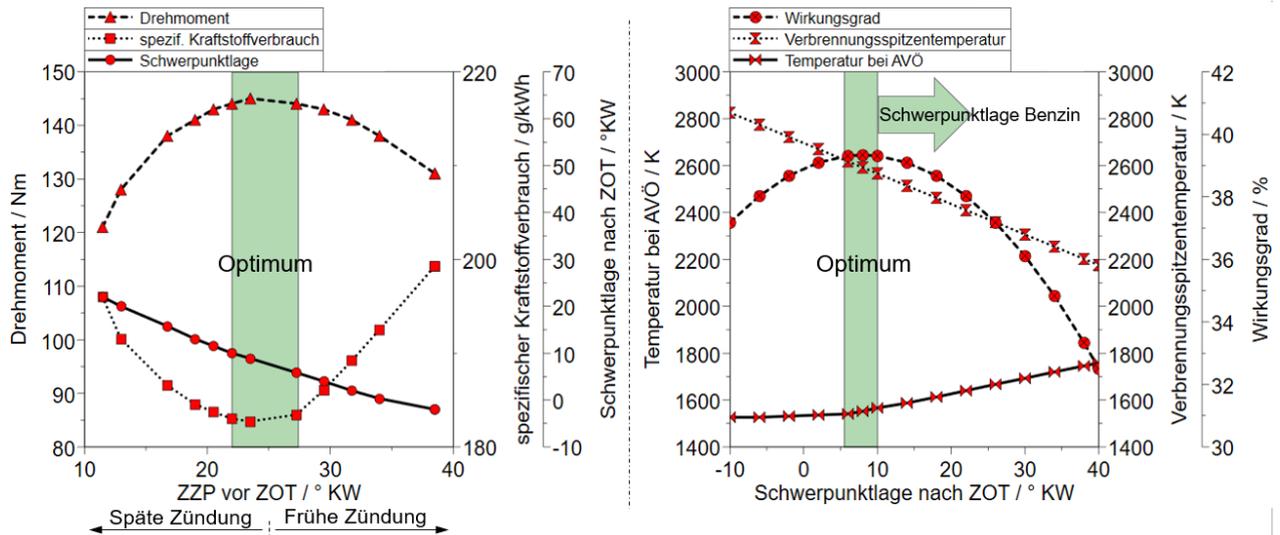


Abbildung 18: Einfluss des Zündzeitpunktes nach [8, 13, 16]

Wenn kritische Zylinderdrücke durch frühe Schwerpunktlagen erreicht werden, kann der Zündzeitpunkt nach hinten verlagert werden. Folglich verschiebt sich die Verbrennung weiter in die Expansionsphase. Die Spitzentemperaturen und -drücke verringern sich aufgrund des größeren zu Verfügung stehenden Volumens. Die Verbrennung verschiebt sich nun in Richtung AVÖ. Druck und Temperatur steigen zum Zeitpunkt AVÖ und erhöhen so die Abgasenthalpie. Diese höhere Abgasenthalpie kann bei turboaufgeladenen Motoren zur Ladedruckerzeugung oder auch beim Warmlauf zum Katalysatorheizen genutzt werden [8, 16].

Für die Applikation des Zündzeitpunktes ist somit je nach Motorzustand und Betriebsbedingungen ein Kompromiss zu finden zwischen optimaler Schwerpunktlage, Zylinderspitzenruckeinhaltung und Abgasenthalpieerhöhung bei kennfeldweit optimiertem Verbrauch, Emissionen und Leistungscharakteristik.

3 Forschungsansatz

Die Grundlage der direkteinblasenden CNG-Umsetzung am Mehrzylinderomotor stellt ein 0D/1D-Simulationsmodell für den Benzinbetrieb dar. Der Abgleich des Modells mit dem realen Forschungsaggregat erfolgt mittels vom Hersteller zur Verfügung gestellten Daten. Da zum Zeitpunkt der Vorbetrachtungen keine thermodynamischen Messdaten einer CNG-Verbrennung am Forschungsaggregat vorhanden sind, wird für die Brennverlaufsrechnung ein prädiktiver Ansatz (vgl. Kapitel 4.4.1) gewählt. Die Plausibilität des Ansatzes wird hierbei mit dem Messdatenvergleich im Benzinbetrieb nachgewiesen, wonach das Modell auf Gasbetrieb umgestellt wird. Der Fokus der Voruntersuchungen liegt auf dem Ladungswechsel, der Aufladegruppe, dem Abgasrückführungssystem (Hochdruck, Niederdruck und entsprechende Kombinationen) und der Bestimmung der Randbedingungen für die 3D-CFD-Simulation. Die Strömungssimulation der Ansaugung und AGR-Zuführung dient der Analyse der Abgasgleichverteilung auf die Zylinder über mehrere Zyklen.

Die kalorischen Zustandsgrößen und Massenströme werden sich infolge des Erdgasbetriebes und der Abgasrückführung verändern, sodass das Aufladesystem überdacht werden muss. Es erfolgt ein Turbinen- und Lader-Matching sowie die Auslegung des Gesamtauladesystems innerhalb der 0D/1D-Simulation. Untersucht werden hierbei einstufige Aufladesysteme. Es sei darauf hingewiesen, dass ein tatsächliches Turbinen- bzw. Ladermatching nur am Prüfstand erfolgen kann und die Simulationen nur als Auswahlhilfe dient.

Entsprechend der Simulationsergebnisse und unter Beachtung der Anforderungen des monovalenten, stöchiometrischen Betriebes mit CNG sowie der Untersuchungsziele, werden folgende Modifikationen am Versuchsträger vorgenommen:

- Einbau von CNG-DI-Injektoren und -Rail für die Realisierung der Direkteinblasung
- Einbau geometrisch modifizierter Kühlkanal-Kolben zur Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses auf 13:1
- Installation einer gekühlten Hochdruck-AGR-Strecke

Die wichtigsten Untersuchungsbereiche und deren Zweck sind folgendermaßen unterteilt:

- Low-End-Torque (bis 2000 min^{-1}), Auswirkungen durch CNG-Einsatz auf das Serienladekonzept
- High-End-Torque (indizierter Mitteldruck von 22,5 bar), Auswirkungen der Abgasrückführung auf das Spitzendruckverhalten
- High-End-Torque (indizierter Mitteldruck von 16 bar bzw. 70% Vollast), Übertragbarkeit auf unlimitierte Bereiche

Die Hochlastuntersuchungen bei einem indizierten Mitteldruck (IMEP) von 22,5 bar zeigen, dass die maximalen Spitzendrücke aufgrund der AGR-Masse steigen und somit keine optimale

Verbrennungsschwerpunktlage ohne Grenzwertüberschreitungen möglich ist. Folglich kommt es zu Wirkungsgradeinbußen infolge dieser Spätverschiebung. Dies erschwert die volle Potentialabschätzung beim Einsatz einer Hochlast-AGR bei Motoren mit höheren Spitzendruckgrenzen. Um das Potential beurteilen zu können, werden die Hochlast-Untersuchungen bei $IMEP = 16 \text{ bar}$ wiederholt. Diese Last ermöglicht den AGR-Einsatz ohne Spitzendrucklimitierung.

Um eine Möglichkeit zu ermitteln, kritische Zylinderdrücke auch ohne Zylinderindizierung zu erkennen, wird ein 1D-Beschleunigungssensor auf Höhe des Brennraumes am Kurbelgehäuse angebracht. Die Ergebnisse zeigen, dass das Erkennen unterschiedlicher Lasten und mittlerer Zylinderspitzen drücke auch im Körperschall möglich ist.

Anhand der Vollmotorergebnisse wird das erstellte 0D/1D-Simulationsmodell verifiziert. Eine abschließende Längsdynamiksimulation gibt Aufschluss über die Emissionen und den Verbrauch des CNG-DI-Motors im Vergleich zum benzinbetriebenen Serienaggregat.

Um die erhöhten Light-Off-Temperatur von Methan im Katalysator in der Arbeit zu berücksichtigen, werden Einblasbeginn, Steuerzeiten und Zündzeitpunkt-Variationen im Katalysator-Heizbetrieb untersucht.

Am Ende dieser Arbeit werden die Ergebnisse und Handlungsempfehlungen für den Einsatz eines CNG-DI Motors mit Hochlast-AGR formuliert.

4 Simulative Voruntersuchungen zum monovalenten CNG-Betrieb

Dieses Kapitel umfasst die Vorstellung des Forschungsaggregats sowie die simulativen Voruntersuchungen. Konkret werden die Hardwareanpassungen für den monovalenten CNG- Betrieb in 0D/1D-Simulation umgesetzt und deren Auswirkungen analysiert. Nach der ersten Konkretisierung der Abgasrückführung wird diese, inklusive des Frischluftpfads, auf Gleichverteilung der AGR in einer CFD-Umgebung untersucht.

4.1 Vorstellung des Versuchsträgers

Im Zuge dieser Arbeit wird ein Otto-DI Vollmotor vom Typ *Ford EcoBoost* (**Tabelle 4**) vom Benzinbetrieb auf den Betrieb mit CNG umgerüstet. Neben den dazu notwendigen Anpassungen, wie ein CNG-Rail und CNG-DI-Injektoren, werden weitere, nicht serienmäßige Anpassungen vorgenommen, wie der Aufbau einer AGR-Strecke. Da Erdgas eine im Vergleich zu Benzin sehr hohe Klopfestigkeit aufweist, wird das Verdichtungsverhältnis von 10:1 auf 13:1 angehoben. Die Untersuchungen von unterschiedlichen AGR-Raten finden mit dem Serienzündsystem statt. Die Umsetzung einer Corona-Zündung wurde geprüft, war jedoch durch die räumlichen Gegebenheiten im Zylinderkopf nicht umsetzbar.

Tabelle 4: Technische Daten des *Ford EcoBoost*

Parameter / Einheit	Wert
Zylinderzahl / -	3
Hubvolumen (gesamt) / cm ³	999
Bohrung / mm	71,9
Hub / mm	82
Verdichtungsverhältnis / -	10 (13*)
Mittlerer zugelassener Spitzendruck / bar	140
Maximaler zugelassener Spitzendruck einzelner Verbrennungszyklen / bar	160
Eventlänge Standardnockenwelle / °KW	260/256
Phasenverstellung Einlass/ Auslass / °KW	39/31

*Veränderung durch Kolbenanpassung

4.2 Auswahl der Betriebspunkte

Schwerpunkt dieser Arbeit ist die Untersuchung der AGR-Zugabe in der Hochlast. Um die Auswirkungen verschiedener AGR-Raten präzise einschätzen zu können, werden Messpunkte entlang des Drehzahlbandes im Abstand von 500 Umdrehungen festgelegt, beginnend bei 2500 min^{-1} und endend bei 6000 min^{-1} . Am Prüfstand sind die Untersuchungen auf maximal 5000 min^{-1} begrenzt.

Die Vorgabe der Last gibt das Kennfeld des Motors im Benzinbetrieb bei gedrosselter Leistung vor. Daraus ergibt sich ein maximales Drehmoment von 170 Nm. Im unteren Drehzahlbereich wird Scavenging eingesetzt, um das Turboloch zu verringern. Bei der Umstellung von Benzin auf CNG-Betrieb wird auf dieses Verfahren verzichtet, um zukünftige Emissionsgrenzen einhalten zu können. Somit stellt das Low-End-Torque (LET) einen besonders kritischen Bereich dar. Um diesen Umstand zu berücksichtigen, wird alle 250 min^{-1} ein Messpunkt festgelegt beginnend bei 1000 min^{-1} und endend bei 2500 min^{-1} . Folglich ergibt sich eine Anzahl von 13 Messpunkten für die Simulation und 11 Messpunkten für die Experimente über das Drehzahlband verteilt.

4.3 Grenzen und Zielgrößen der Motoruntersuchungen mit CNG

Im Fokus der CNG-Umsetzung steht stets das Erreichen derselben Drehmoment- und Leistungscharakteristik des Benzinmodells bei gleichzeitiger Einhaltung des zulässigen mittleren Zylinderspitzen drucks (Mittelwert der Spitzendrücke über mehrere Zyklen) von 140 bar und eines maximalen Zylinderspitzen drucks (max. Spitzendruck innerhalb der Mittelung) von 160 bar. Die Höhe der Abweichung des maximalen Spitzendrucks vom mittleren Spitzendruck wird durch die Zyklusschwankungen beeinflusst, welche den ottomotorischen Betrieb prägen. Besonders relevant sind die Bedingungen vor der Verbrennung im Bereich der Zündkerze. Trotz identischer globaler Randbedingungen kommt es in aufeinanderfolgenden Zyklen zu strömungsbedingten Schwankungen in Wechselwirkung mit dem Restgasanteil und der Gemischaufbereitung. Diese Zyklusschwankungen finden sich auch in den Druckmessdaten wieder. Daher werden für eine thermodynamische Analyse üblicherweise mehrere Zyklen aufgezeichnet und ein mittleres Arbeitsspiel abgeleitet. Zur statistischen Absicherung werden von SCHWARZ [48] mind. 250 Arbeitsspiele für den ottomotorischen Betrieb empfohlen.

Diese Zyklusschwankungen wirken sich direkt auf die Laufruhe des Motors aus, welche durch eine statistische Auswertung des indizierten Mitteldrucks beschrieben werden kann. Aus der Höhe der Standardabweichung nach **Formel 6** kann die Laufruhe bestimmt werden. Für diese Untersuchungen gilt ein üblicher Grenzwert von $cov \leq 3$ [22, 48, 57].

$$cov = \frac{s}{p_{mi}} \cdot 100[\%]$$

Formel 6

In **Tabelle 5** sind die Zielgrößen zusammengefasst. Der maximale Spitzendruck und der cov-Wert haben aufgrund der fehlenden Zyklusschwankungen keine Bewandnis für die 0D/1D-Simulation, stellen aber wichtige Zielgrößen für die realen Motorversuche dar.

Tabelle 5: Zielgrößen bzw. Grenzwerte der Untersuchungen

Zielgrößen	
Mittlerer Spitzendruck / bar	≤ 140
Maximaler Spitzendruck / bar	≤ 160
cov / %	≤ 3
Abgastemperatur / °C	≤ 950
Drehmoment / Nm	≤ 170
Schwerpunktlage / °KW n.ZOT	6-10 (Wirkungsgradoptimal)

4.4 Simulative Voruntersuchungen mittels 0D/1D Simulation

Die simulativen 0D/1D-Voruntersuchungen werden mit dem Simulationstool *GT-Power* durchgeführt.

Die Basis für die Untersuchungen stellt ein von *Ford* zur Verfügung gestelltes Modell des Forschungsaggregates dar. Hierbei beruht das Verbrennungsmodell auf einem empirisch ermittelten *SI-Wiebe-Ansatz*, welches anhand von Messdaten validiert ist. Da eine Validierung des direkteinblasenden CNG-Betriebes zum Zeitpunkt der Vorbetrachtungen nicht möglich ist, wird ein prädiktiver Ansatz für das Verbrennungsmodell gewählt. Dieser Ansatz berücksichtigt die durch die Geometrie verursachte Turbulenz im Zylinder. Das Kürzel „SI“ verweist auf ein Modell für fremdgezündete (engl.: spark ignited) Motoren.

Im Folgenden wird die Vorgehensweise bei der Umstellung des empirischen Modells im Benzinbetrieb hin zu einem prädiktiven Ansatz für CNG-Betrieb beschrieben (vgl. **Abbildung 19**).

Als Erstes erfolgt die Umstellung und Kalibrierung eines *SI-Turb-Modells* im Benzinbetrieb anhand der Simulationsdaten aus dem Benzin-Basismodell mit dem Wiebe-Ansatz. Folgend wird der Kraftstoff durch Erdgas ersetzt und im letzten Schritt das Verdichtungsverhältnis auf $\varepsilon = 13$ angehoben.

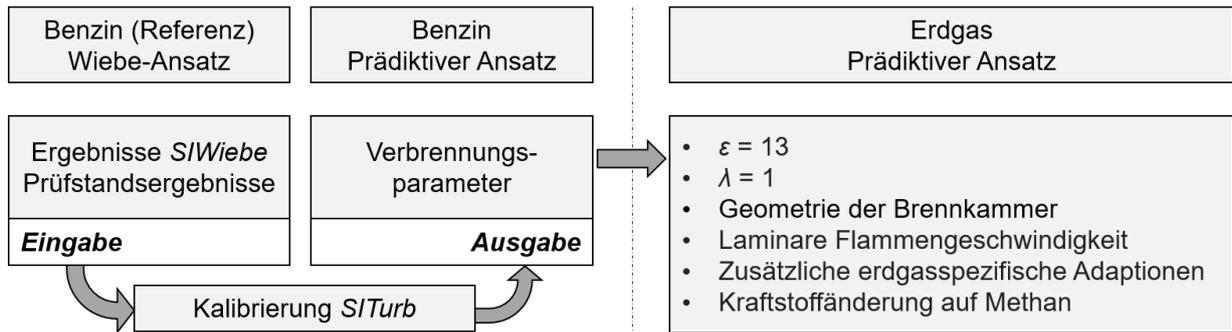


Abbildung 19: Vorgehen Modellkalibrierung

4.4.1 Kalibrierung des prädiktiven Verbrennungsmodells im Benzinbetrieb

Aufgrund der umfangreichen Kalibrierung des turbulenten Verbrennungsmodells wird an dieser Stelle eine kurze Zusammenfassung gegeben und auf das *Engine-Performance-Manual* sowie eine Präsentation zur Verbrennungsmodellierung von *Gamma Technologies* verwiesen [58, 59].

Mithilfe eines Einzylindermodells wird ein prädiktives Verbrennungsmodell erstellt, welches den Brennverlauf unter Berücksichtigung von Druckverläufen und Turbulenzen berechnet. Das Modell wird in drei Einzelschritten kalibriert und umfasst die Datenbeschaffung, die Druckverlaufsanalyse und die Kalibrierung von vier Turbulenzparametern. Der Prozess ist in **Tabelle 6** zusammengefasst.

Tabelle 6: Kalibrierung des turbulenten Verbrennungsmodells

Prozess	Information
Datenbeschaffung	<ul style="list-style-type: none"> • Export der Daten für Zylinderdruckverläufe, Druckverläufe von Ein- und Auslass, mittlere Drücke, Restgasanteil, Fanggrad und Einspritzdaten aus dem <i>SI-Wiebe-Modell</i> • Kennfeld mit Zündzeitpunkten aus Messwerten • Daten zur Brennraum- und Kolbengeometrie aus STL-Files • Tumble am Einlass aus Messwerten
Druckverlaufs-analyse	<ul style="list-style-type: none"> • Erstellung eines Ein-Zylindermodells: Abstimmung und Optimierung des Modells
Kalibrierung Verbrennungs-parameter	<ul style="list-style-type: none"> • Optimierung der Zündzeitpunkte sowie der vier Verbrennungsparameter mithilfe der Optimierungsfunktion in <i>GT-Power</i> • Ergebnis der Optimierung für Verbrennungsparameter: <ul style="list-style-type: none"> ○ <i>Flame Kernel Growth Multiplier</i>: 0,76 ○ <i>Turbulent Flame Speed Multiplier</i>: 0,8 ○ <i>Taylor Length Scale Multiplier</i>: 1,33 ○ <i>Dilution Effect Multiplier</i>: 1,19

Die Zylinderdruckverläufe aus dem validierten Basis-Motormodell werden als Referenzdatensatz herangezogen. Um das prädiktive Verbrennungsmodell über das gesamte Kennfeld zu kalibrieren werden 28 Betriebspunkte in verschiedenen Last- und Drehzahlbereichen definiert. Die ausgewählten Betriebspunkte sind in **Abbildung 20** gezeigt.

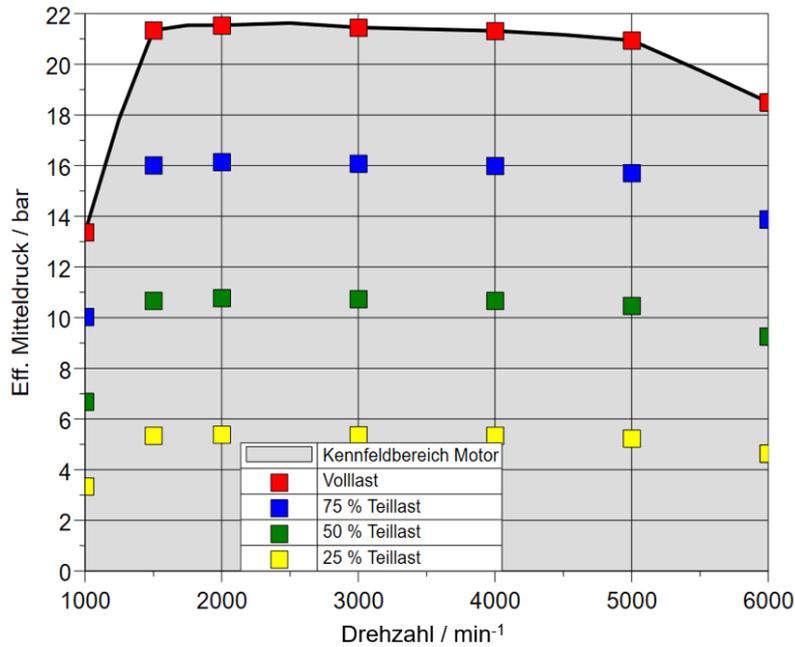


Abbildung 20: Betriebspunkte der Kalibrierung

Nachdem das prädiktive Verbrennungsmodell kalibriert ist, wird es, inklusive der abhängigen Parameter, in das Basismodell integriert und einer erneuten Optimierung der Zündzeitpunkte unterzogen. Ein exemplarischer Vergleich der Zylinderdruckverläufe beider Modellansätze (*SI-Wiebe* und *SI-Turb*) für den Benzinbetrieb bei einem IMEP von ca. 23 bar und 4000 min⁻¹ ist in **Abbildung 21** dargestellt. Die Übereinstimmungen der Zylinderdruckverläufe sind in den 28 Betriebspunkten hinreichend exakt.

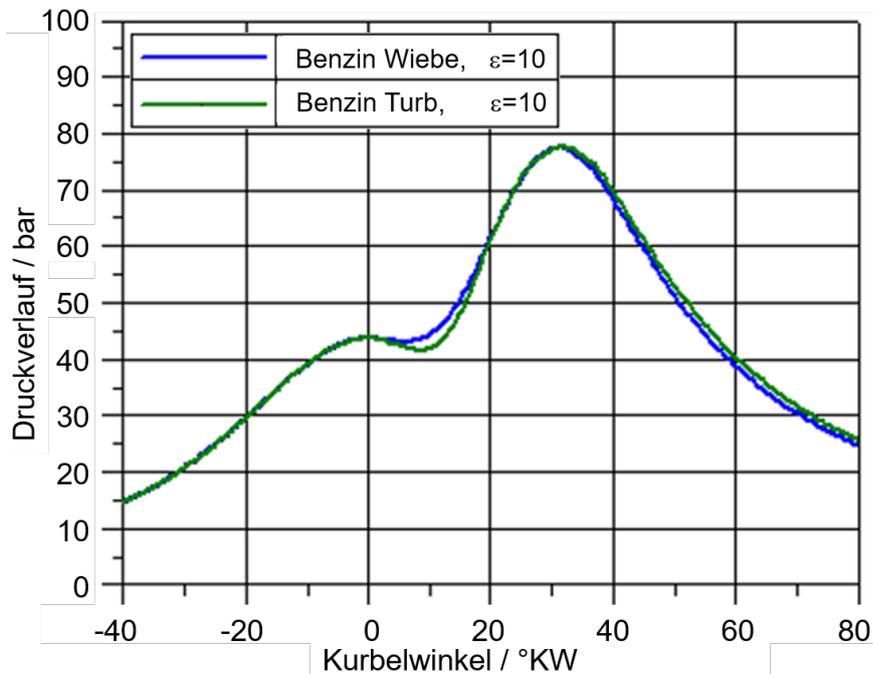


Abbildung 21: Vergleich *SI-Wiebe*- und *SI-Turb*-Modell für Benzin (IMEP ~ 23 bar bei 4000 min⁻¹)

4.4.2 Umstellung des prädiktiven Verbrennungsmodells auf Erdgasbetrieb

Die umfangreichen Anpassungen vom Benzinbetrieb auf den Erdgasbetrieb werden schrittweise vorgenommen, um die Auswirkungen der einzelnen Parameter (wie Kraftstoffumstellung, Direkteinblasung, Ladedruck, Steuerzeiten, Einblasbeginn, Zündzeitpunkt, etc.) separat bewerten zu können. Während der Kraftstoffumstellung wird das Verdichtungsverhältnis bei 10:1 gehalten. Im Folgenden werden exemplarische Anpassungen beschrieben.

Kraftstoffumstellung

Den Hauptbestandteil von Erdgas stellt Methan mit bis zu 93,3 % mol/mol dar [12]. Zur Vereinfachung der Simulation wird als Kraftstoff reines Methan angenommen. Neben dem prädiktiven Verbrennungsmodell, welches den Brennverlauf basierend auf der Vorgabe des Zündzeitpunktes vorausberechnet, muss die kraftstoffspezifische Korrelation der laminaren Brenngeschwindigkeit angegeben werden. Für den Kraftstoff Methan ist gegenüber anderen Kraftstoffen keine Standardparametrierung im Simulationstool verfügbar, daher werden die Werte aus der Literatur von MILOCCO [41] entnommen.

In Kapitel 2.1 ist die Abhängigkeit der laminaren Flammgeschwindigkeit vom Kraftstoff (Methan), dem Oxidationspartner, dem Kraftstoff-Luft-Verhältnis ($\lambda=1$) sowie dem Druck und der Temperatur des unverbrannten Gemischs beschrieben. Die Abhängigkeiten sind in *GT-Power* durch die **Formel 7** von HEYWOOD [24, 60] formuliert:

$$s_L = s_{L,0} * \left(\frac{T_U}{T_0}\right)^\alpha * \left(\frac{p}{p_0}\right)^\beta * f(m_{RG}). \quad \text{Formel 7}$$

Nach METGHALCHI und KECK [61] ist der Temperaturexponent α sowie der Druckexponent β stark vom Kraftstoff-Luft-Verhältnis abhängig und weitgehend kraftstoffunabhängig. **Formel 8** und **9** beschreiben diesen Zusammenhang. Die laminare Brenngeschwindigkeit s_L steigt nahezu quadratisch mit der Anfangstemperatur, während diese mit steigendem Druck leicht abnimmt.

$$\alpha = 2,18 - 0,8 * \left(\frac{1}{\lambda} - 1\right) = 2,18 \quad \text{Formel 8}$$

$$\beta = -0,16 + 0,22 * \left(\frac{1}{\lambda} - 1\right) = -0,16 \quad \text{Formel 9}$$

Bei den Untersuchungen wurden Exponenten für Methanol, Isooktan und Indolene (ein GT- Vergleichskraftstoff für Ottokraftstoffe) für verschiedene Kraftstoff-Luft-

Verhältnisse, Temperaturen und Drücke experimentell in einer Konstant-Volumen-Kammer ermittelt. Basierend auf den Ausführungen von MILOCCO [41] können die Exponenten für den Kraftstoff Methan aufgrund der weitgehenden Kraftstoffunabhängigkeit angewendet werden. Der empirische Ansatz ist allerdings nur bedingt dafür geeignet den kompletten Brennverlauf vorauszuberechnen. Dies zeigt ein Vergleich verschiedener, vereinfachter und empirisch ermittelter Modellansätze nach WITT [62], CSALLER [63], HOPPE [64] und MILOCCO [41] in der MTZ [65].

Besonders im aufgeladenen Motorbetrieb wiesen die Ansätze Schwächen in der Modellierung des Zündverzugs und des Verbrennungsschwerpunkts gegenüber phänomenologischen Modellansätzen nach MOREL [66] oder GRILL [67] auf. Jedoch bietet das Simulationstool keine Möglichkeit den empirischen Ansatz zu ändern. Daher muss mit der Verwendung des hinterlegten, prädiktiven Verbrennungsmodells bereits von einer Fehlerquelle ausgegangen werden.

Der Einfluss des Inertgasanteils zur Ladungsverdünnung, wie Restgas oder externe Abgasrückführung, wird nach dem Ansatz von HEYWOOD [60] berücksichtigt und berechnet sich über die **Formel 10**:

$$f(m_{RG}) = 1 - 0,75 \cdot DEM \cdot (1 - (1 - 0,75 \cdot DEM \cdot m_{RG})^7). \quad \text{Formel 10}$$

Unabhängig vom Kraftstoff-Luft-Verhältnis nimmt die Brenngeschwindigkeit mit steigendem Restgasanteil ab.

Für das Emissionsmodell werden Angaben zu den HC-Emissionen benötigt. Diese sind stellvertretend für den unverbrannten Kraftstoffanteil und beeinflussen somit direkt die benötigte Luft- und Kraftstoffmasse sowie den Wirkungsgrad. Um den schwer abschätzbaren Einfluss der veränderten HC-Emissionen infolge der Kraftstoffumstellung zu berücksichtigen, werden die HC-Emissionen aus Prüfstandmessdaten des Referenzbenzinmotors entnommen. Einerseits erhöhen sich die HC-Emissionen durch den Einsatz von Methan und das ungünstigere Oberflächen-Volumen-Verhältnis durch das höhere Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 13$. Andererseits reduzieren sich die HC-Emissionen infolge der früheren Zündung und einer vollständigeren Verbrennung bis zum Ausschleiben des Abgases. Dass diese Näherung zulässig ist, zeigt ein Vergleich eines bivalenten Motors im NEFZ-Fahrzyklus. Es konnten geringere HC-Rohemissionen im Erdgasbetrieb nachgewiesen werden [53].

Das Wärmeübergangsmodell des Zylinders wird von *WoschniGT* auf das besser geeignete „*Flow*“-Modell geändert. Hier wird die Zylinderinnenströmung beim Wärmeübergang berücksichtigt.

Anpassung des Verdichtungsverhältniss

Um nachfolgend das höhere Verdichtungsverhältnis von 13:1 zu erreichen, wird die Kolbenform angepasst. Dies erfolgt vor allem durch eine Verkleinerung der Kolbenmulde sowie eine Verlängerung der Ventiltaschen. Die Veränderungen am Kolben sind in Kapitel 5.2.1.2 beschrieben. Die Brennraumgeometrie wird dem *SI-Turb-Modell* durch ein STL-file zur Verfügung gestellt.

Die Auswirkungen auf den Zylinderdruckverlauf im Erdgasbetrieb mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis sind in **Abbildung 22** dargestellt.

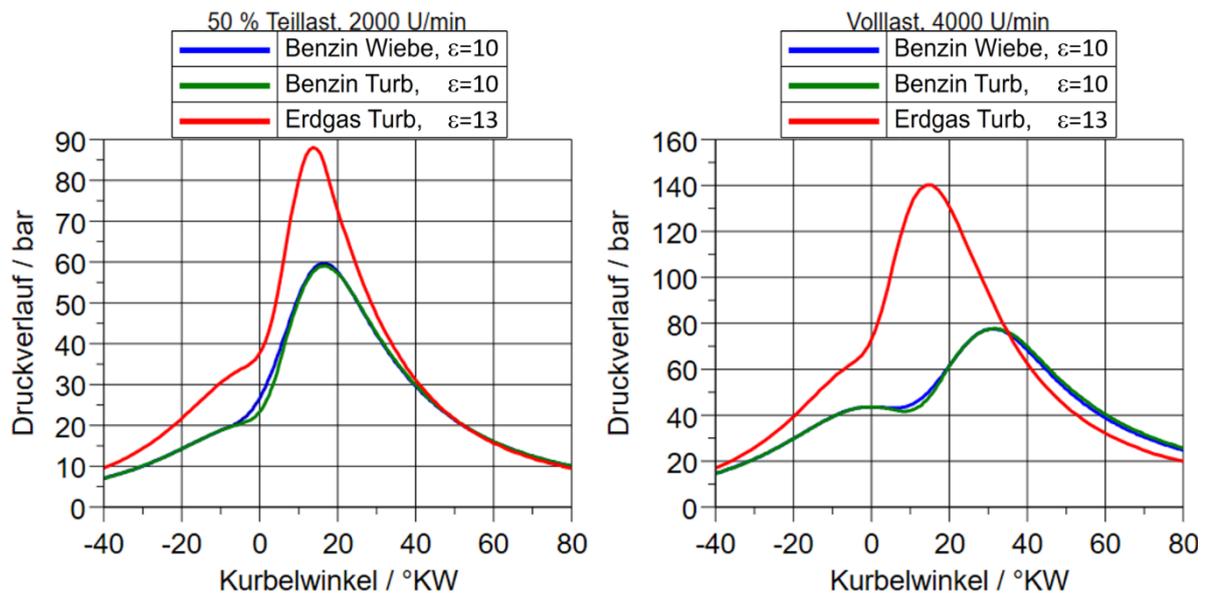


Abbildung 22: Vergleich SI-Wiebe- und SI-Turb-Modell für Benzin und Erdgas mit angepasstem Verdichtungsverhältnis bei 50 % Teillast bei 2000 min⁻¹ und Volllast bei 4000 min⁻¹

Das prädiktive Erdgasmodell ist, basierend auf dem validiertem *SI-Wiebe-Verbrennungsmodell*, aus dem Benzinbetrieb entwickelt worden.

Validierung des Injektors und der Einblasung

Um das Simulationsmodell zu vereinfachen, wird reines Methan als Kraftstoff gewählt. Die gewählten Eigenschaften basieren hierbei auf den öffentlich zugänglichen Werten der *National Aeronautics and Space Administration (NASA)* [68]. Diese Wahl wurde in Absprache mit dem *GT-Support* getroffen [69].

Das Injektormodell ist direkt mit den Zylindern verbunden. Als Kraftstoff-Luft-Verhältnis wird $\lambda = 1$ und der statische Durchfluss des Injektors mit 25 kg/h angegeben. Dieser Durchflussmassenstrom stellt sich bei geöffnetem Ventil und konstanten Druckverhältnissen zwischen Kraftstoffrail und Brennraum ein. Bei den eingesetzten Gasinjektoren von der Firma *Delphi Technologies* werden $\dot{m}_{inj} = 25 \text{ kg/h}$ bei einem Kraftstoffdruck von $p_{Kst} = 16 \text{ bar}$

erreicht. Jedoch wird der Injektordurchfluss in *GT-Power* massenbasiert vorgegeben. Daher ist der Druck unbedeutend. Um Füllungsverluste zu vermeiden ist eine möglichst späte Einblasung zielführend (siehe Kapitel 2.2). Die Begrenzung des Einblasendes (EOI) stellt das Erreichen des überkritischen Druckbereiches bzw. die Einhaltung eines Mindestabstands zwischen EOI und Zündzeitpunkt dar. Nach einem Expertengespräch [68] mit dem Hersteller des CNG-DI Injektors ist bei Überschreitung des überkritischen Druckbereiches zwar eine Einblasung möglich, jedoch würde sich der Massenstrom beim realen Motor reduzieren und somit die eingeblasene Kraftstoffmasse schwieriger korrekt berechnen lassen. Bis zum überkritischen Druckbereich ist die ausströmende Erdgasmasse direkt proportional zur Einblasdauer bei $p_{Kst} = 16 \text{ bar}$. Für Methan ($\kappa_{Methan} = 1,32$) [70] ergibt sich ein maximales Druckverhältnis von 0,542 nach **Formel 11** sowie ein maximaler Grenzeinblasdruck von $p_{Zyl,max} = 8,67 \text{ bar}$. Es sei erwähnt, dass es sich um eine überschlägige Berechnung handelt, da der Isentropenexponent κ druck- und temperaturabhängig ist, wie **Formel 12** belegt. Für die Praxis ist die Annahme ausreichend, dass das Verhältnis von Kraftstoffvordruck zu Zylinderdruck größer zwei sein muss [13].

$$(p_{Zyl}/p_{Kst})_{krit} = 0,542 \quad \text{Formel 11}$$

$$\kappa = c_p/c_v \quad \text{Formel 12}$$

Abbildung 23 stellt den Zylinderdruck zum Zeitpunkt des Einblasendes zwischen 5,1 - 6,4 bar dar. Das Einblasende wird fest vorgegeben und für die Untersuchungen konstant gehalten. Um den kritischen Grenzdruck während der Untersuchungen infolge zunehmender Masse (AGR) im Brennraum nicht zu überschreiten, wird diese Sicherheit gewählt.

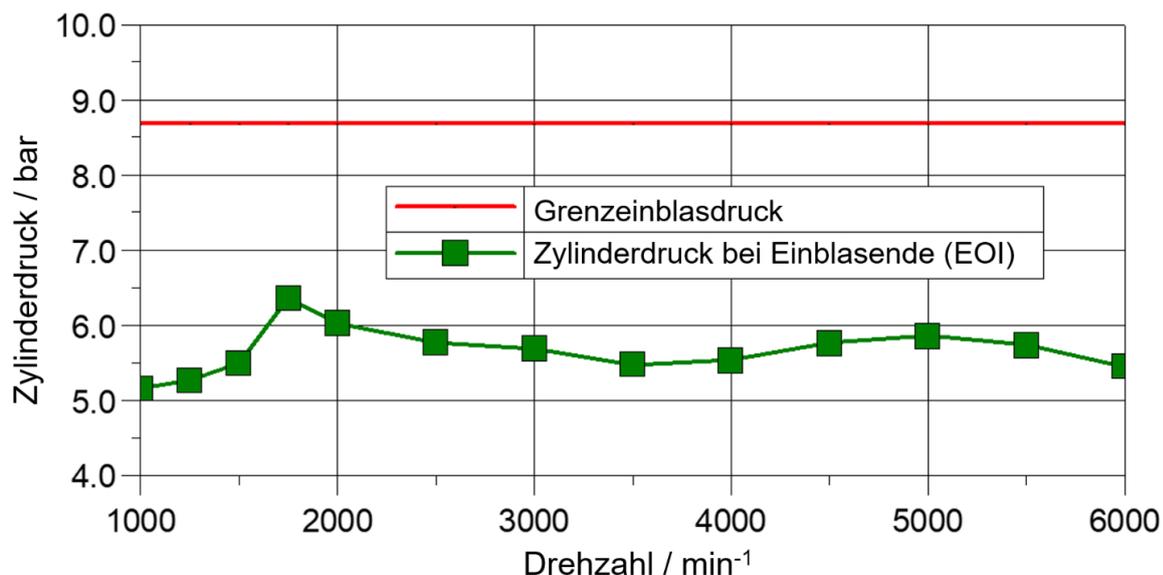


Abbildung 23: Zylinderdruck bei Einblasende und Grenzeinblasdruck

Das Motorkennfeld (**Abbildung 20**) weist zwischen 2000 – 5000 min⁻¹ ein nahezu gleichbleibendes Drehmoment auf. Somit ist auch die benötigte Kraftstoffmasse pro Zyklus annähernd gleich. Dieser Umstand führt mit steigender Drehzahl zu einer höheren Anzahl von °KW, die während der Einblasung durchlaufen werden. **Abbildung 24** zeigt, dass die Einblasung ab 1750 min⁻¹ saugsynchron stattfindet. Weiterhin ist der optimierte Zündzeitpunkt, als blaue Linie dargestellt. Besonders wichtig ist hier ein Mindestabstand von 1 ms zwischen Einblasende und Zündzeitpunkt. Andersfalls kann dies ein Eindringen von Verbrennungsgasen und eine Zerstörung der Injektoren zur Folge haben [71]. Nach **Formel 13** ergibt sich für den kürzesten zeitlichen Abstand 1,65 ms, was somit die Anforderungen erfüllt.

$$t = \frac{59,5 \text{ °KW} * 60s * 1000}{6000 \text{ 1/min} * 360 \text{ °KW}} = 1,65 \text{ ms} \quad \text{Formel 13}$$

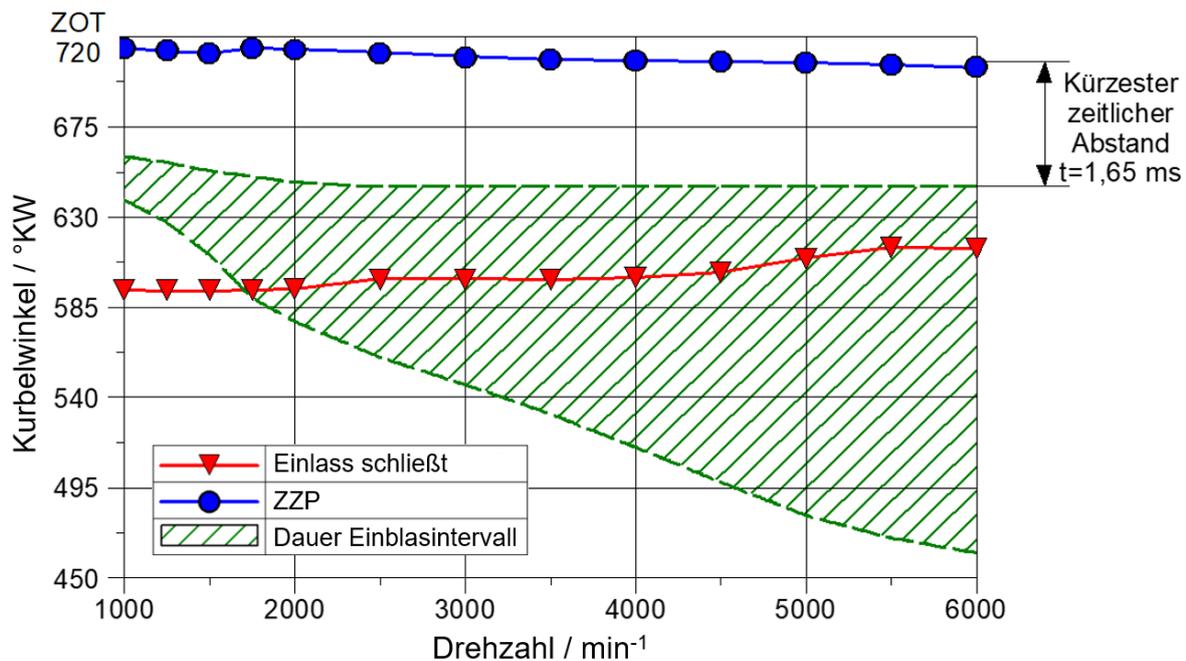


Abbildung 24: Nebeneinanderstellung von Zündzeitpunkt, Einblasintervall und Einlass schließt in der Vollast

Validierung des Zündzeitpunktes

Eine Frühstellung des Verbrennungsschwerpunktes (AI50) und damit ein früherer Zündzeitpunkt aufgrund der geringeren Klopfneigung von Erdgas ist sinnvoll. Es existiert kein Klopfmodell für den Erdgasbetrieb im Simulationstool. Es kann jedoch eine grobe Abschätzung über die Klopfwahrscheinlichkeit anhand der simulierten, maximalen Temperaturen im Unverbrannten im Vergleich zu den Selbstzündungstemperaturen nach BOHATSCH [24] gegeben werden. **Abbildung 25** zeigt diesen Vergleich. Die angegebenen

Selbstzündungstemperaturen sind dabei nur im Motorbetrieb unter hohem Druck möglich und stellen keinesfalls die Referenzwerte unter Normalbedingungen dar, die deutlich darunter liegen. Diese Abschätzung deckt sich mit der Grundlagenbetrachtung in Kapitel 2.2. Ein Klopfen bei einem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 13$ ist nahezu auszuschließen.

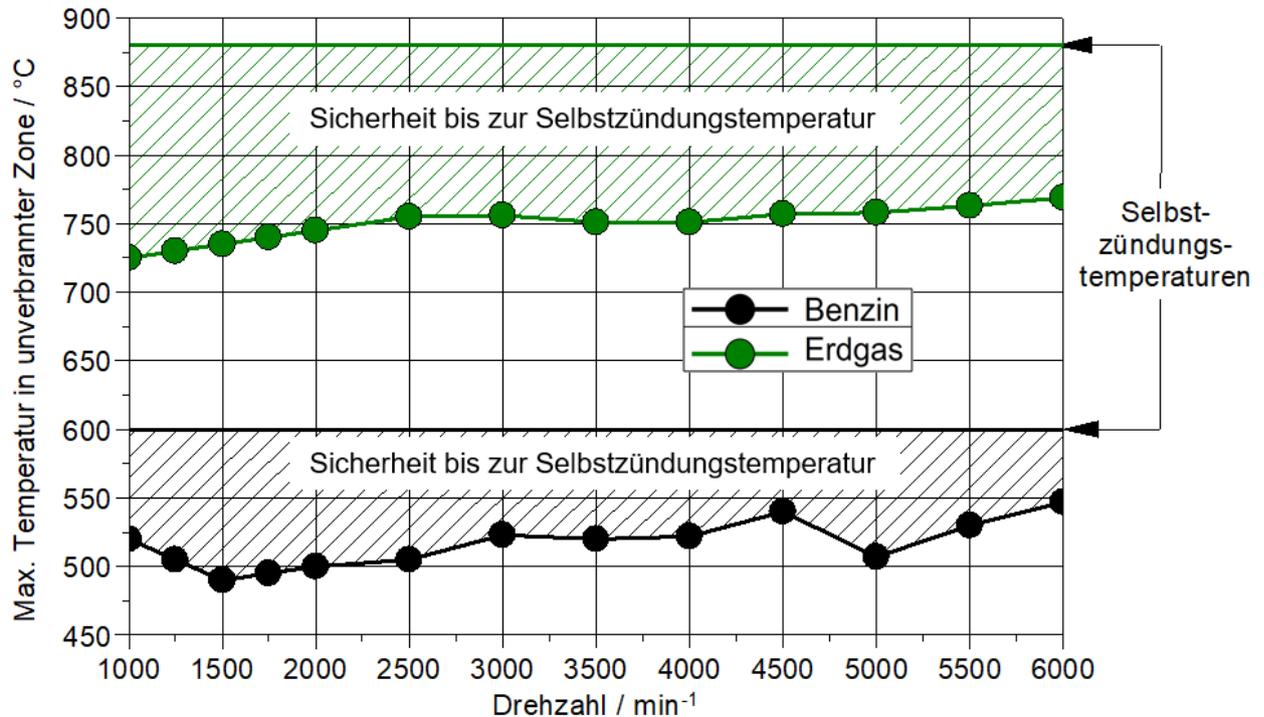


Abbildung 25: Maximale Temperatur in der unverbrannten Zone gegenüber Selbstzündungstemperatur nach Bohatsch [28]

Um die Optimierung der Schwerepunktlage durchzuführen, wird eine Iteration in Form der Optimierungsfunktion in *GT-Power* verwendet. Der Zündzeitpunkt wird als variabler Parameter vorgegeben und als Zielwert eine Verbrennungsschwerepunktlage von $A150 = 8 \text{ } ^\circ\text{KW n.ZOT}$ eingestellt. Die Ergebnisse in **Abbildung 26** zeigen, ab einer Drehzahl von 1750 min^{-1} , ein Überschreiten des zulässigen Spitzendrucks von 140 bar . Um diesen zu reduzieren, wird erneut die Optimierungsfunktion mit einem Zielwert von $p_{Zyl} = 140 \text{ bar}$ verwendet. Dieses Vorgehen ermöglicht eine Vorbetrachtung einer wirkungsgradoptimalen Schwerepunktlage bei gleichzeitiger Einhaltung der Spitzendruckgrenzen. Bei Vernachlässigung der Spitzendruckgrenze ist eine optimale Schwerepunktlage ohne Klopfen möglich. Der maximale Spitzendruck wäre in diesem Fall $p_{Zyl} = 158 \text{ bar}$ bei 2000 min^{-1} . Eine geringe Verschiebung des Zündzeitpunktes in Richtung spät reicht, um den Spitzendruck auf 140 bar abzusenken. Der relativ geringe Spitzendruck des Benzinmodells kann hauptsächlich auf das geringere Verdichtungsverhältnis und die deutlich spätere Schwerepunktlage aufgrund der Klopfempfindlichkeit zurückgeführt werden.

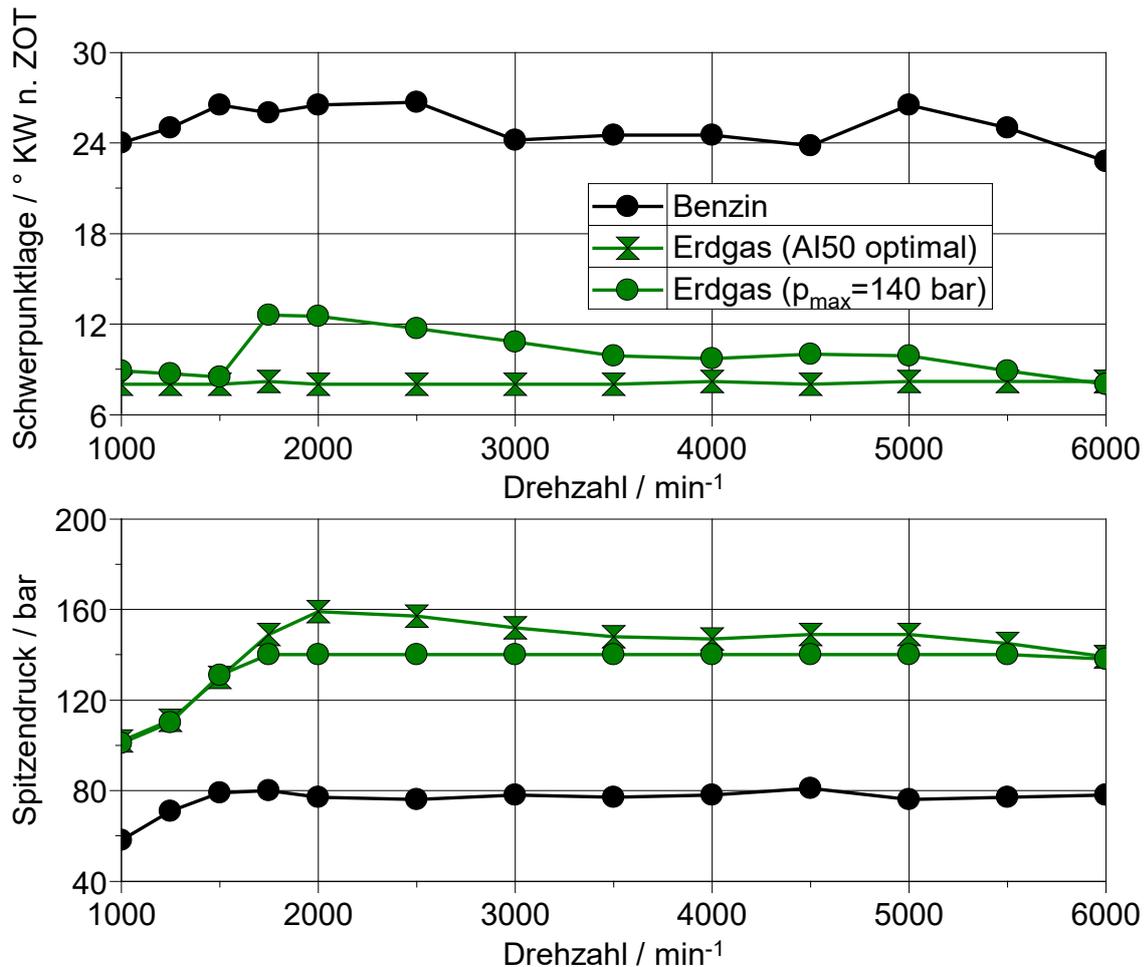


Abbildung 26: Vergleich Verbrennungsschwerpunkte (AI50) und Spitzendruck zwischen Erdgas- und Benzinmodell

Validierung der optimierten Steuerzeiten

Die Veränderung der Steuerzeiten im unteren Drehzahlbereich dient vor allem der Vermeidung des Scavengings. Bei hohen Drehzahlen ist bereits ein guter Fanggrad gegeben, weshalb die Steuerzeiten in diesem Drehzahlbereich während der Voruntersuchungen unverändert bleiben. Der Fanggrad ist definiert, als das Verhältnis von angesaugter Luftmenge und der theoretisch möglichen Luftmenge in einem Hubkolbenmotor.

Die Steuerzeitenvariation wird durchgeführt, indem der Öffnungszeitpunkt der Einlassventile innerhalb der Grenzen der zulässigen Phasenverschiebung in 5 °KW-Schritten variiert wird. Die Auslasssteuerzeiten bleiben währenddessen unverändert. Anschließend wird die Auslassseite variiert, während die Einlassseite fixiert ist. Im letzten Schritt werden die günstigsten Steuerzeiten miteinander kombiniert und in einem engen Fenster variiert. Die Zielsetzungen sind geringe Rückströmverluste am Einlassventil, ein hoher Liefergrad, ein hoher Fanggrad, ein geringer Restgasanteil und daraus resultierend ein gutes Low-End-Torque-Verhalten.

Essenziell ist ein guter Kompromiss der Zielsetzungen. Zum Teil verhalten sich diese konträr zueinander. Zum Beispiel wirkt sich eine gute Durchspülung positiv auf den Restgasanteil aus, negativ hingegen auf den Fanggrad. Andererseits führt ein hoher Fanggrad zu einem hohen Restgasanteil. Diese Wechselwirkung ist in der **Abbildung 27** anhand der Simulationsergebnisse dargestellt.

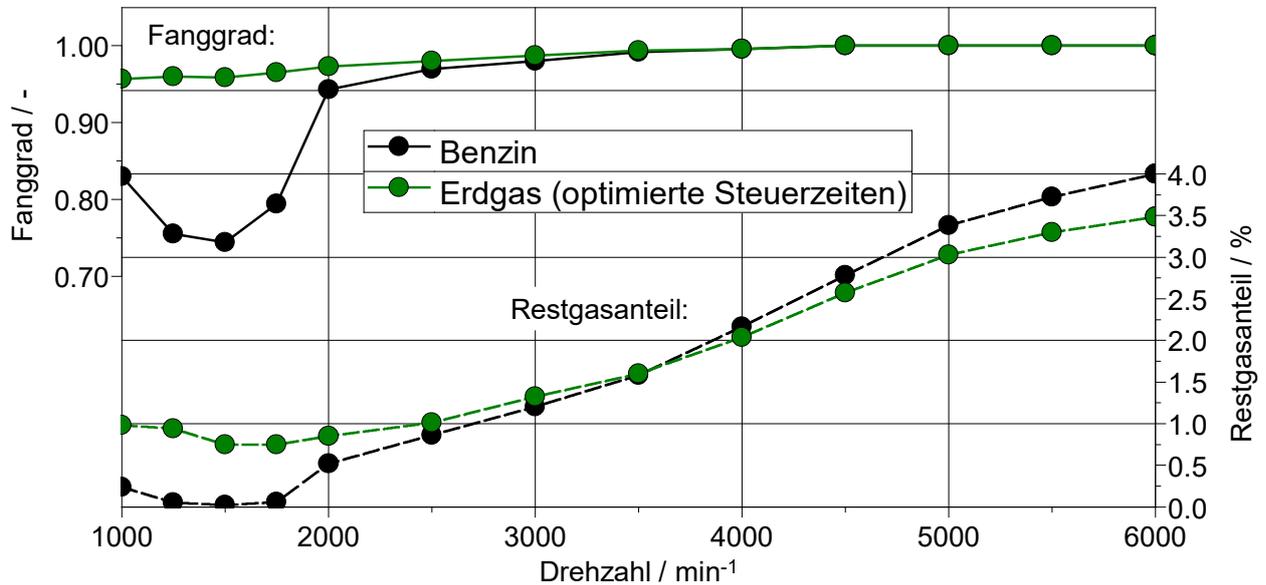


Abbildung 27: Beeinflussung von Fanggrad und Restgasanteil durch Anpassung der Steuerzeiten

4.4.3 Untersuchung verschiedener Aufladekonzepte

Im unterem Drehzahlbereich mindern die angepassten Steuerzeiten das Scavenging, um zukünftige Emissionsgrenzwerte erfüllen zu können. Gleichzeitig verringert sich die Abgasenthalpie und damit der Ladedruck. Um diesem Umstand entgegenzuwirken, werden verschiedene Ladekonzepte simulativ untersucht. Nachfolgend werden die Ergebnisse der einstufigen Abgasturboaufladung und der Kompressoraufladung aufgezeigt. Für diese Untersuchung werden Kennfelddaten von *BorgWarner*, *Eaton* und *Continental* zur Verfügung gestellt. Der Spitzendruck wird mithilfe der Optimierungsfunktion in *GT-Power* durch Spätverstellung des Zündzeitpunktes auf maximal $p_{zyl} = 140 \text{ bar}$ begrenzt.

Ergänzend sei erwähnt, dass es sich um erste Abschätzungen handelt. Ein tatsächliches Lader-Matching kann nur am Prüfstand erfolgen [72].

Einstufige Abgasturboaufladung

Für die Simulation werden entsprechend ausgewählte Verdichter- und Turbinenkennfelder verschiedener Hersteller genutzt. Im Folgenden sind diese als *Typ 1*, *Typ 2* und *Typ 3* bezeichnet.

Interpretation der Ergebnisse

In **Abbildung 28** sind die erreichten Drehmomente der simulierten Turbolader dargestellt. Der serienmäßige Lader (im Erdgas- und Benzin-Referenzmodell) sowie der *Typ 1* zeigen aufgrund der Ähnlichkeiten in den Verdichter- und Turbinenkennfeldern vergleichbare Ergebnisse hinsichtlich des Ladedrucks.

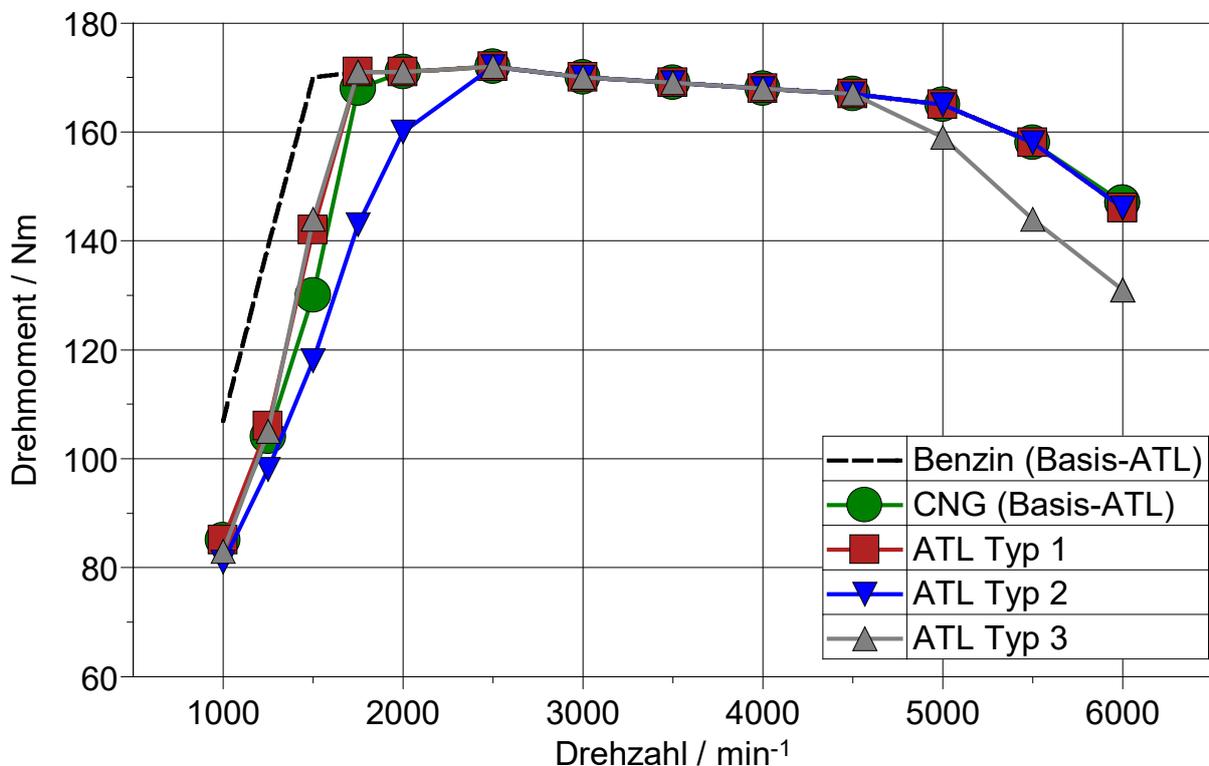


Abbildung 28: Drehmoment der einstufigen Abgasturboladernaufladung

Der *Typ 3* weist aufgrund seiner Auslegung für niedrigere Massenströme ein besseres Low-End-Torque-Verhalten auf. *Typ 1* und *Typ 3* erreichen bereits ab 1500 min^{-1} die Zielvorgabe des Referenzmodells, da sich die Betriebslinie ab dieser Drehzahl weiter von der Pumpgrenze des Verdichters entfernt. Allerdings fällt das obere Eckdrehmoment bei *Typ 3*, das sogenannte High-End-Torque in hohen Drehzahlen ab, da das Drehzahllimit n_{grenz} des Verdichters erreicht wird (vgl. **Abbildung 28**; **Abbildung 29**). Theoretisch ist es möglich die Drehzahl bis zur Kennfeldgrenze bei $n_{\text{max}} = 276.000 \text{ min}^{-1}$ zu erhöhen, allerdings ist im Modell eine Sicherheit von $n_{\text{grenz}}/n_{\text{max}} = 0,9$ hinterlegt. *Typ 2* weist aufgrund seiner Auslegung für

höhere Massenströme ein verschlechtertes Ansprechverhalten bei niedrigem Enthalpiestrom auf, wobei die Anforderungen an das Eckdrehmoment bei hohen Drehzahlen erfüllt werden.

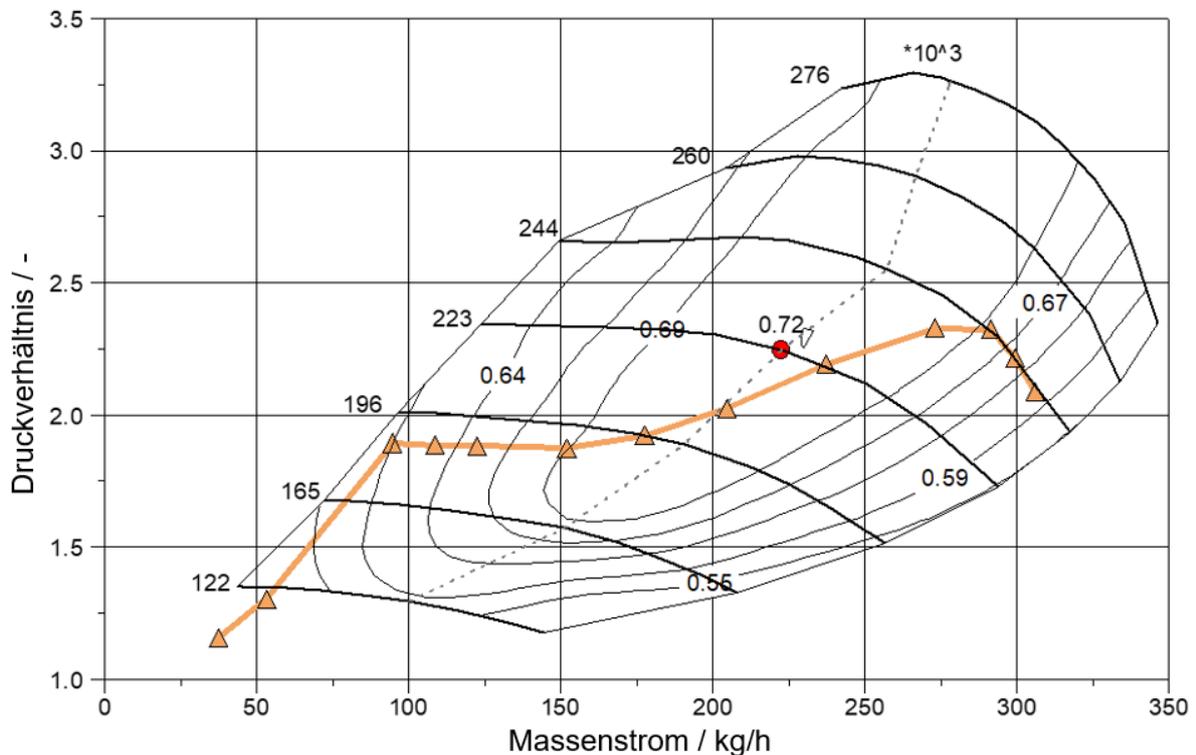


Abbildung 29: Volllast-Betriebslinie Verdichter, Typ 3

Einstufige Kompressoraufladung

Für die einstufige Kompressoraufladung wird der Abgasturbolader aus dem Modell entfernt und an dessen Stelle ein mechanisch angetriebener Kompressor im Frischgaspfad integriert. Der Kompressor ist fest mit der Kurbelwelle verbunden, wobei die entsprechenden Übersetzungsstufen dem **Anhang** zu entnehmen sind. Der Wirkungsgrad der Übersetzungsstufe wird mit 95 % vorgegeben. Es wurden sechs verschiedene Kompressoren untersucht, die im Folgenden als *Kompressor Typ 1* bis *Kompressor Typ 6* bezeichnet werden.

Interpretation der Ergebnisse

In **Abbildung 30** ist ein Drehmomentvergleich der einstufigen Kompressor-Aufladung dargestellt. *Kompressor Typ 1* stellt über den gesamten Drehzahlbereich nicht ausreichend Ladedruck zur Verfügung. Mit den *Kompressor Typ 2* und *Typ 4* können die Zieldrehmomente ab einer Drehzahl von 2500 min^{-1} bzw. 3500 min^{-1} erreicht werden. Alle weiteren Kompressoren ermöglichen ein besseres Low-End-Torque-Verhalten, jedoch kann mit keinem Kompressor die Drehmomentcharakteristik des Benzinbetriebes erreicht werden. Den höchsten Wirkungsgrad erreicht der *Kompressor Typ 3*, da dieser die geringste Leistungsaufnahme der betrachteten Kompressoren aufweist. Die maximale Leistungsaufnahme befindet sich bei 6000 min^{-1} und bewegt sich zwischen 15 kW und 23 kW.

Folglich werden bis zu 25 % der Motorleistung benötigt, um den Ladedruck darzustellen. Die Forderung von zusätzlicher Leistungsabgabe erhöht die Last und damit den Spitzendruck, welcher zu einer Verschiebung des Zündzeitpunktes in Richtung spät zur Einhaltung des maximalen Spitzendrucks führt.

Im **Anhang** befindet sich die Darstellung der Betriebslinien und Kennfelder für ausgewählte Kompressoren.

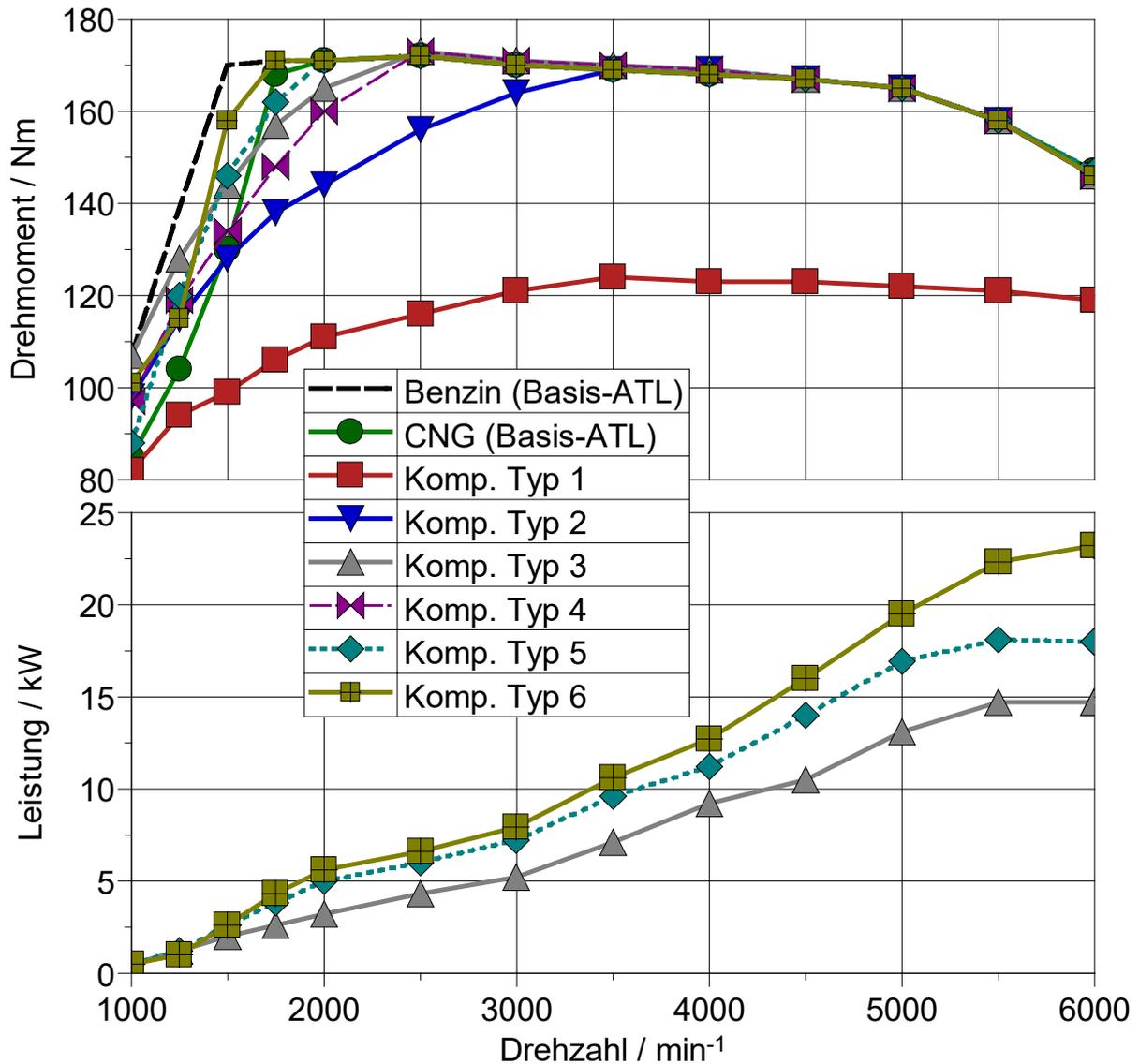


Abbildung 30: Drehmoment und Leistungsaufnahme der einstufigen Kompressor-Aufladung

Finales Aufladekonzept

Die Untersuchungen der Ladekonzepte haben gezeigt, dass keines der einstufigen Ladekonzepte die Drehmomentcharakteristik des Benzinbetriebes darstellen kann. Die Aufladung mithilfe mechanischer Kompressoren weist einen zusätzlichen Nachteil der Lastpunkterhöhung auf. Beim Einsatz von Hochlast-AGR muss der Ladedruck noch weiter erhöht werden, was zu einer weiteren Lastpunkterhöhung führt. Infolge dessen muss die Schwerpunktlage nach hinten verschoben werden, um den maximalen Spitzendruck von 140 bar einzuhalten. Dieser Umstand erschwert die Vergleichbarkeit der AGR-Raten, daher wird die Aufladung durch eine Abgasturboaufladung realisiert.

Der Basis-Abgasturbolader und *Typ 1* weisen dabei die besten Ergebnisse auf. Aufgrund konstruktiver Gegebenheiten müsste der Turbolader *Typ 1* in einem Mindestabstand von 100 mm am Zylinderkopf angebracht werden, da dieser sonst mit anderen Nebenaggregaten kollidieren würde. Dieser Umstand negiert die erwarteten Drehmomentvorteile. Daher werden die Untersuchungen mit dem Basis-Abgasturbolader durchgeführt.

4.4.4 Simulation des Verhaltens im Low-End-Torque

Der Grund für den Drehmomentnachteil in **Abbildung 31** ergibt sich aus dem verringerten Massenstrom durch Aufhebung des Scavengings, der verringerten Abgastemperatur durch die wirkungsgraderhöhende Zündzeitpunktlage, dem höherem Verdichtungsverhältnis und dem höherem Luftbedarf, womit die Abgasenthalpie letztlich abnimmt. Somit ist erst ab 2000 min^{-1} das benzinäquivalente Zieldrehmoment erreichbar.

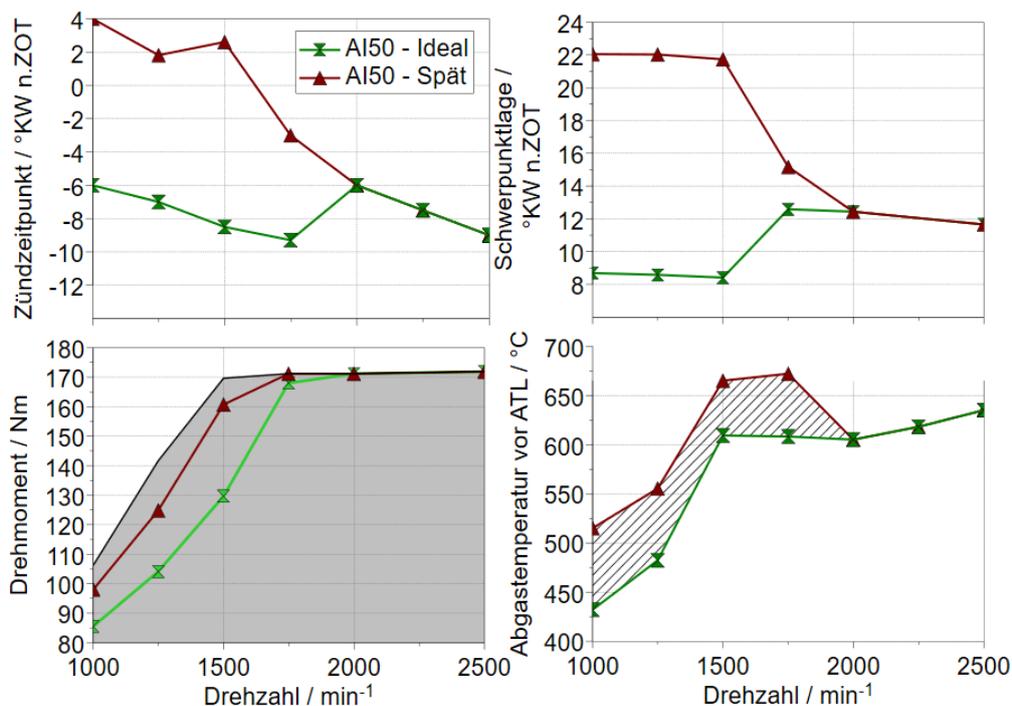


Abbildung 31: Low-End-Torque infolge der Zündzeitpunktverschiebung

Eine Möglichkeit die Abgasenthalpie zu erhöhen, liegt in einer Zündzeitpunktverlagerung in Richtung spät. Die unvollständige Verbrennung und die verringerten Wandwärmeverluste führen zu höheren Abgastemperaturen. Zum Erreichen eines maximalen Drehmomentes wurde die Optimierungsfunktion in *GT-Power* verwendet. Der Zündzeitpunkt wird als variabler Parameter vorgegeben und als Zielwert das entsprechende Drehmoment eingestellt.

Die Simulationsergebnisse weisen darauf hin, dass das Zieldrehmoment nicht erreicht werden kann. Jedoch konnte die Abgastemperatur um ca. 70 °C in jedem Betriebspunkt erhöht und ein Drehmomentgewinn von bis zu 30 Nm simuliert werden. Diese Ergebnisse werden in Kapitel 6.3 am Prüfstand nachvollzogen.

4.4.5 Simulation des Effektes der Abgasrückführung

Auf Basis des entwickelten prädiktiven Erdgasmodells wird die Auslegung und Auswahl geeigneter AGR-Systeme in der Hochlast geprüft.

Die Abgasrückführung dient der Ladungsverdünnung durch Inertgas. Dieses nimmt nicht an der Verbrennungsreaktion teil, sondern verlangsamt die Verbrennung und senkt die Spitzentemperaturen. Hinsichtlich des Aufbaus werden drei Formen unterschieden:

Externe Abgasrückführung:

- Hochdruck-Abgasrückführung
- Niederdruck-Abgasrückführung

Interne Abgasrückführung:

- Abgasrückführung mit Druckgefälle von Auslass- zu Einlassseite

Der Einsatz der Niederdruck-AGR lässt sich nach den ersten Untersuchungen als nicht zielführend betrachten. Das Erdgasmodell verfügt über die einstufige Serienaufladung, dessen Grenzen des Verdichterkennfeldes schon bei geringen AGR-Raten erreicht werden. Dieses würde Anpassungen in der Aufladung zwingend erforderlich machen, entweder durch eine Kennfelderweiterung oder Ersatz durch eine mehrstufige bzw. kombinierte Aufladung. Deswegen wird bei aktueller Konfiguration nur die Hochdruck-AGR als sinnvoll betrachtet.

Hochdruck-Abgasrückführung

Die Abgasrückführung wird vornehmlich in der Teillast verwendet, kann aber auch sinnvoll in der Hochlast eingesetzt werden, und stellt eine verbrauchsoptimierende Maßnahme dar. In diesen Lastbereichen kann die Hochlast-AGR zur Reduzierung der Anfettung und Klopfneigung verwendet werden. Vor diesem Hintergrund relativiert sich der Nutzen der Hochlast-AGR im CNG-Betrieb aufgrund des stöchiometrischen Betriebes und der hohen Klopfestigkeit des Kraftstoffes. Dennoch kann die Hochlast-AGR, sofern die

Spitzendruckgrenze des Motors erreicht ist, alternativ zur Spätverstellung der Zündung eingesetzt werden, um den Spitzendruck zu senken.

Die Abgasentnahme erfolgt bei der Hochdruck-AGR zwischen dem Abgaskrümmter und dem Abgasturbolader. Das Abgas durchströmt innerhalb der AGR-Strecke zunächst das AGR-Ventil, anschließend einen Kühler und wird der Ladeluftstrecke unmittelbar nach dem Ladeluftkühler zugeführt. Die vorgegebene Wandtemperatur des AGR-Kühlers entspricht dabei der des Motorkühlwassers (90 °C). Die Steuerung des AGR-Ventils ist als *AGR-Controller* in *GT- Power* aufgebaut.

4.4.6 Erkenntnisse aus der 0D/1D-Simulation der Hochdruck-Abgasrückführung für den Vollmotor

In Verbindung mit der betrachteten einstufigen Aufladung hat sich die Niederdruck-AGR als nicht zielführend erwiesen, da die Grenzen des Verdichterkennfeldes schnell erreicht werden. Deshalb beziehen sich die nachfolgenden Ausführungen nur auf die Hochdruck-AGR, welche anhand der Simulationsergebnisse als sinnvolle Maßnahme betrachtet wurde.

Das Simulationsmodell wurde auf eine Verbrennungsschwerpunktlage von $8 \text{ }^\circ\text{KW n.ZOT}$ eingestellt, um die mögliche Spitzendrucksenkung zu beurteilen. In den Ergebnissen sind AGR-Raten von 0 bis 25 % abgebildet, welche stets bei Volllast untersucht wurden und eine direkte Erdgaseinblasung sowie ein Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 13$ als Grundlage hatten.

Das zusätzlich eingebrachte Volumen durch die AGR-Strecke verschlechtert das Low-End-Torque-Verhalten noch weiter (vgl. **Abbildung 32**).

Aufgrund des erforderlichen Druckgefälles sowie der Voraussetzung, dass kein Drehmomentdefizit durch die Abgasrückführung entstehen darf, sind die untersuchten AGR-Raten erst ab Drehzahlen von 3000 min^{-1} möglich. Mit steigender Drehzahl ist eine höhere AGR-Rate umsetzbar. Durch den höheren Massenstrom steigen der Ladedruck sowie der Abgasgegendruck deutlich an. Daraus resultiert ein höherer Druck zum Zeitpunkt des Schließens der Einlassventile sowie ein generell höheres Druckniveau mit einer Zunahme des Spitzendrucks trotz längerer Brenndauer. Die Spitzentemperatur sowie die Abgastemperatur können allerdings deutlich gesenkt werden.

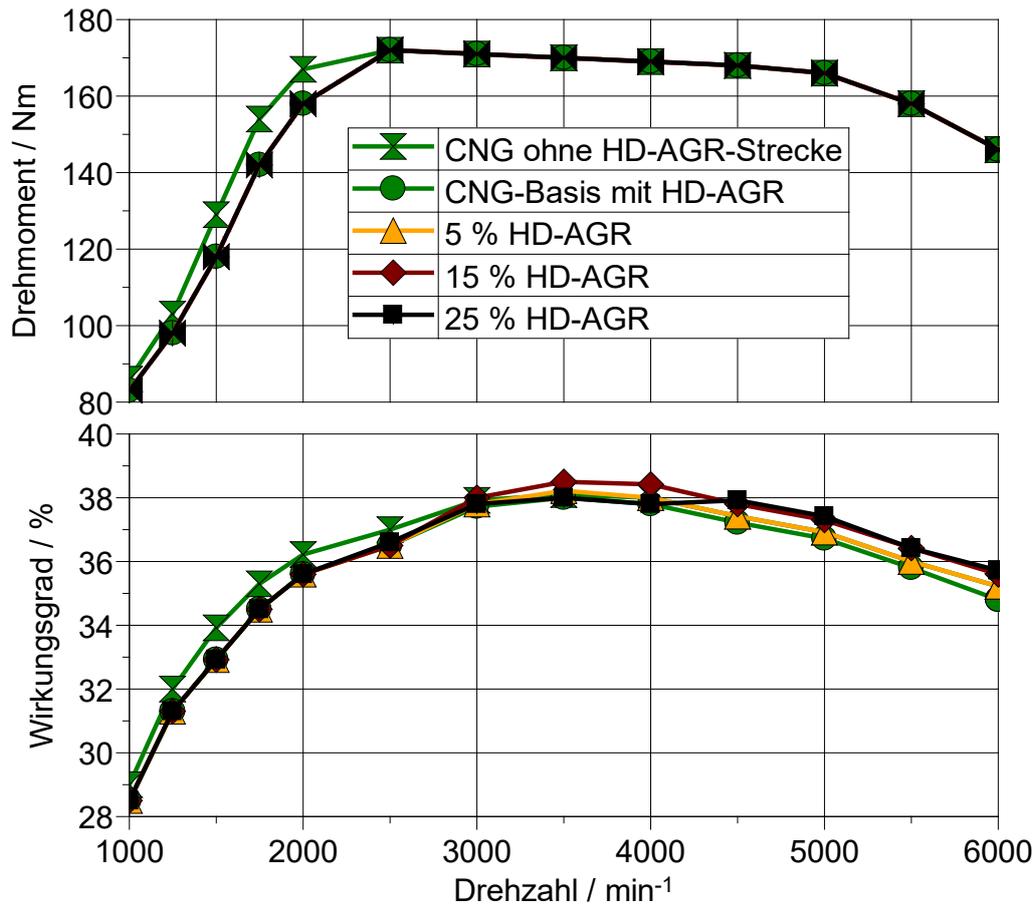


Abbildung 32: Drehmoment und effektiver Wirkungsgrad bei Vollast durch Hochdruck-Abgasrückführung

Beispielhaft zeigt **Abbildung 33** die Zylinderdruckverläufe bei 4000 min⁻¹ unter Vollast, einmal ohne Abgasrückführung und einmal mit einer AGR-Rate von 20 %. Zusätzlich sind die Zylinderdrücke bei 30 °KW v.ZOT gekennzeichnet. Diese Punkte liegen bei beiden Modellen vor dem Zündzeitpunkt und zeigen deutlich, dass, allein durch den höheren Druck bei Verdichtungsbeginn ein signifikant höherer Druckanstieg resultiert.

Die Spitzendrücke betragen in diesem Lastpunkt ohne Abgasrückführung $p_{zyl} = 148 \text{ bar}$ bzw. bei einer Abgasrückführrate von 20 % $p_{zyl} = 157 \text{ bar}$. Letztendlich weisen die Simulationsergebnisse darauf hin (siehe **Abbildung 34**), dass bei den betrachteten AGR-Raten, trotz Minderung der Verbrennungsgeschwindigkeit und -temperatur, das Ziel der Absenkung bzw. Einhaltung des maximal zulässigen Zylinderdrucks von 140 bar bei optimalen Zündzeitpunkt bzw. Schwerpunkten nicht erreicht wird, da Abgasgegen-, Lade-, und der Zylinderdruck, aufgrund des erhöhten Gesamtmassenstroms, zunehmen. Der AGR-Einfluss auf den indizierten Wirkungsgrad bei Vollast kann **Abbildung 32** entnommen werden. Durch das hohe Verdichtungsverhältnis, die gute Verbrennungsschwerpunktlage sowie die gute Lage im Verdichterkennefeld stellt sich bei einer AGR-Rate von 15 - 20 % ein maximaler Wirkungsgrad bei 4000 min⁻¹ von 38,5 % ein.

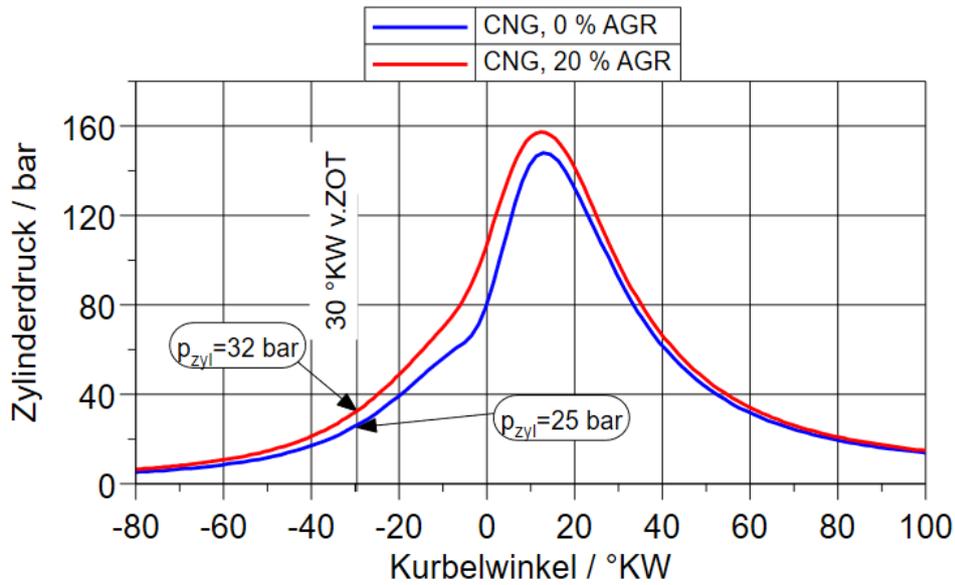


Abbildung 33: Zylinderdruckverlauf mit Hochdruck-Abgasrückführung bei Volllast und 4000 min⁻¹

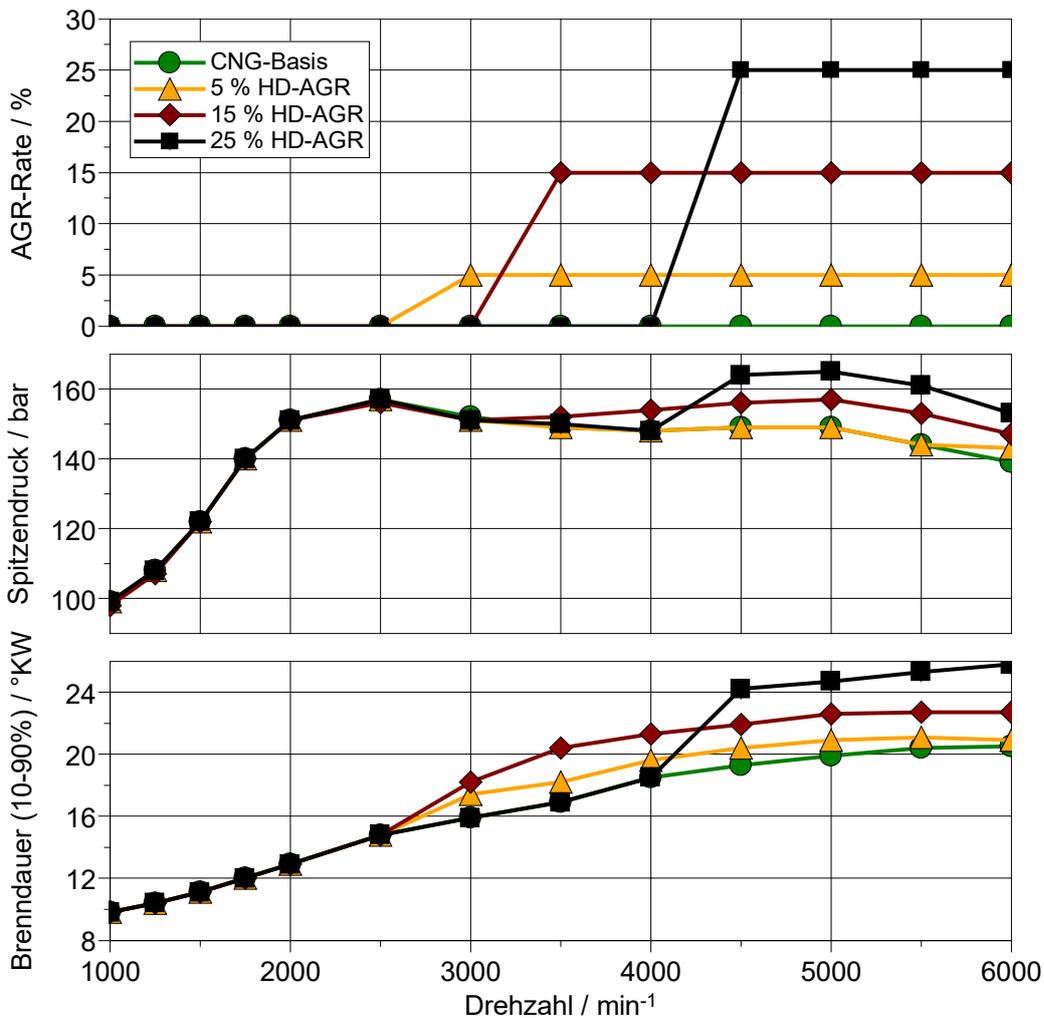


Abbildung 34: Abgasrückführungsrate, Spitzendruck und Brenndauer mit Hochdruck-Abgasrückführung bei Volllast

Simulations-Softwaretools sind keine allumfassenden Werkzeuge. Die vereinfachten Annahmen, wie der Einsatz reinen Methans, vereinfachter Brennraumgeometrie und Abschätzung der AGR-Streckenvolumen, mindern die Modellgüte. Daher werden alle Ergebnisse der 0D/1D-Simulationen anhand experimenteller Prüfstanduntersuchungen validiert und durch den zusätzlichen Einsatz einer 3D-CFD-Simulation unterstützt.

4.5 Simulative Voruntersuchungen mittels 3D-CFD Simulation

Um Quereinflüsse aus inhomogener Verteilung der AGR-Raten auf die einzelnen Zylinder und Zyklen zu analysieren, wird die Ansaugstrecke inklusive der AGR-Zuführung in einem CFD-Modell nachgebildet. Untersucht wird das Strömungsverhalten der zugeführten Gase in einem charakteristischen Lastpunkt. Als Simulationstool wird das Programmpaket *Converge* genutzt.

4.5.1 Modellierung der Hochdruck-Abgasrückführung

Der Aufbau der Hochdruck-AGR-Strecke beginnt mit der Abführung von Abgas vor dem Abgasturbolader. Das unter hohem Druck stehende, heiße Gas wird zunächst durch einen AGR-Kühler gekühlt, damit die Dichte des Abgases steigt und gleichzeitig die Spitztemperatur im Zylinder durch die Wärmeabfuhr sinkt. Nach dem Kühlungsprozess wird das Abgas der Frischluft im Saugrohr zugemischt.

Die Grundlage des CFD-Modells bilden die Strömungsräume, welche aus den CAD-Daten der Ansauganlage abgeleitet werden. Die vorgenommenen Modifikationen von CAD- hin zum CFD-Modell sind in **Abbildung 35** dargestellt. Elemente, die im Prüfstandaufbau von dem Original abweichen, werden entsprechend verändert bzw. hinzugefügt. Für die Auslegung der Abgaszuführung werden Bedingungen definiert, welche zur sinnvollen Realisierung eingehalten werden müssen:

- Umsetzbarkeit am Prüfstand
- Flacher Winkel in Strömungsrichtung, um Druckverluste zu vermindern
- Periodisch konstante Bedingungen am AGR-Eintritt
- Ausreichende Homogenisierung des Abgas-Luft-Gemisches
- Ausreichender Durchmesser der Zuführung, um AGR-Raten zu realisieren

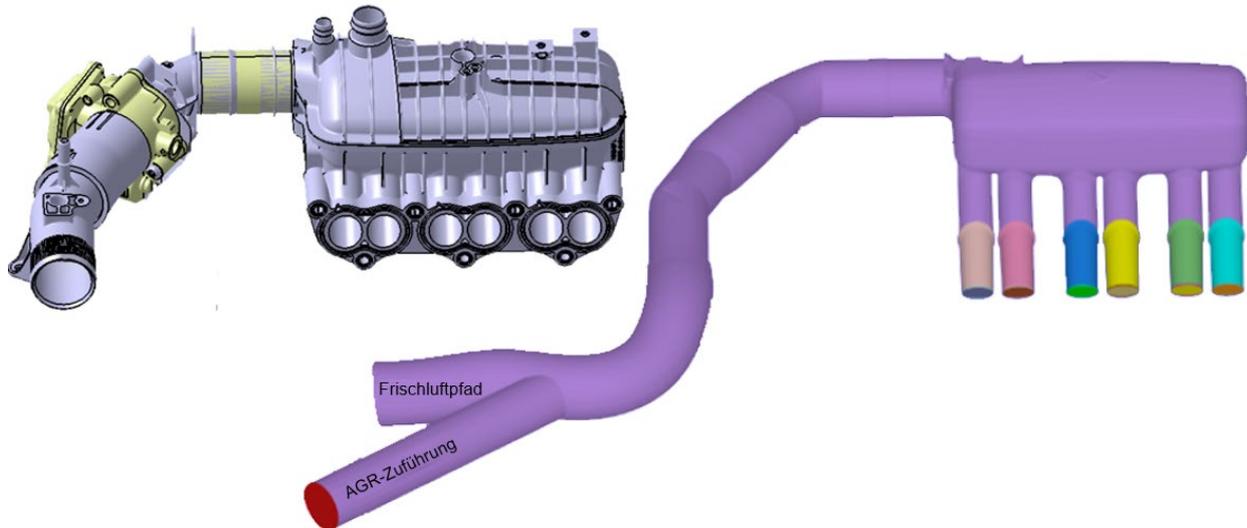


Abbildung 35: Ableitung des Simulationsmodells aus CAD-Daten

4.5.2 Auswahl der Randbedingungen

Die Randbedingungen für die CFD-Simulationen werden aus der 0D/1D-Vollmotor-Simulation abgeleitet. Um den Simulationsaufwand zu verringern, wird nicht jeder Betriebspunkt, sondern ein charakteristischer Lastpunkt untersucht. Repräsentativ für das Drehzahlband dienen die Massenströme des Betriebspunktes bei 3000 min^{-1} mit 22,5 bar indiziertem Mitteldruck. Die Definition der Randbedingungen wurden in enger Abstimmung mit dem Support-Team von *Converge* durchgeführt. Um Simulationsdaten zu erzeugen, wird der stabilste Ansatz laut Support-Team gewählt. Für die Einlasskanäle und die Zuführung des Abgases in das Saugrohr werden Massenstromrandbedingungen ausgewählt. An dem Frischlufteinlass liegt eine Druckrandbedingung an. Dieses Vorgehen verhindert unrealistische Druckschwankungen innerhalb des Simulationsraumes, welche auch durch geringe Phasenverschiebungen am Ein- und Auslass hervorgerufen werden können.

In der Realität ist die Abgaszusammensetzung sehr komplex, kann aber für diese Untersuchung auf vier Hauptbestandteile reduziert werden. Die Zusammensetzung des Abgases ist in **Tabelle 7** dargestellt:

Tabelle 7: Die prozentuale Zusammensetzung der AGR-Zuführung

Bestandteil	Vol. %
N ₂	72,74 %
CO ₂	14,14 %
H ₂ O	11,61 %
O ₂	1,51 %

Eine Veranschaulichung der Randbedingungen zeigt die **Abbildung 36**. Dargestellt ist das CFD-Simulationsmodell inklusive der Massenstrombedingungen an der AGR-

Seite (unten links), den Einlassventilen (rechts) und der Druckbedingung an der Frischluftleitung (oben links). Die X-Achsen beschreiben den Kurbelwinkel in $^{\circ}KW$ und auf die Y-Achsen den Druck in bar bzw. den Massenstrom in kg/s . Die Graphen der Einlassrandbedingungen beschreiben drei Maxima, sowie drei Minima, wobei beides durch das Steuern der Einlassventile hervorgerufen wird. Die Auslassseite wird mit einer Massenstromrandbedingung an einem Ventil des mittleren Zylinders visuell repräsentiert. Während der Simulation werden jedoch alle Ventile und Zylinder des Motors berücksichtigt.

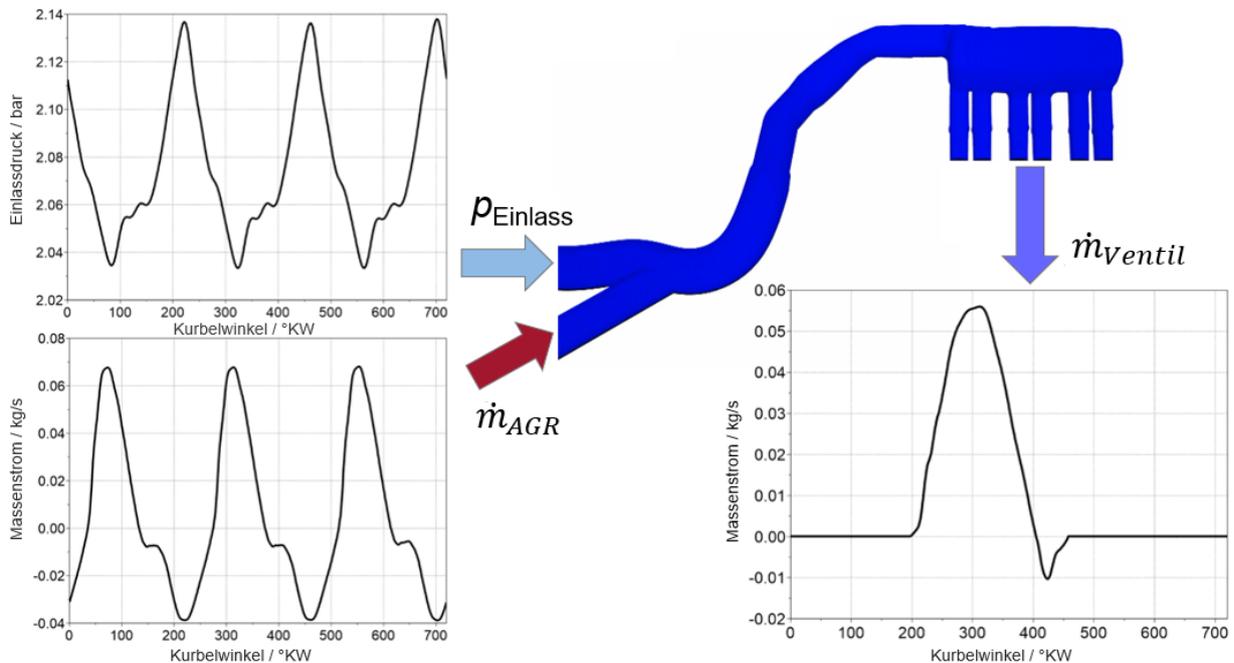


Abbildung 36: Veranschaulichung der Randbedingungen des Simulationsmodells

Die Simulation soll die quantitative Bewertung des Homogenisierungsgrades vor den Einlasskanälen über mehrere Zyklen ermöglichen. Daher kann erfahrungsgemäß ein relativ großer Wert für die maximale Kantenlänge der Zellen, hier 3 mm, festgelegt werden. Jedoch wird die Zellgröße mithilfe des Features „Automatic Mesh Refinement (AMR)“ in Abhängigkeit von Geschwindigkeits-, Temperatur- und Stickstoffkonzentrationsgradienten variiert. Mit steigendem Gradienten verringert sich diese bis auf ein Achtel der Basiskantenlänge (0,375 mm). Um die Fluidbewegungen darzustellen, wird als Turbulenzmodell das *Reynolds averaged Navier-Stokes (RANS) k-ε* Modell ausgewählt.

Bewegte Bauteile, wie die Einlassventile, werden entfernt und der Einlasskanal kurz vor dem Eintritt geschnitten. An der Ausgangsfläche werden die Randbedingungen, wie in **Abbildung 36** gezeigt, angegeben. Durch das Entfernen der bewegten Bauteile, dem Einsatz des AMR-Features und das Modellieren durch Randbedingungen, konnten die Zellenanzahl und die Rechenzeit drastisch gesenkt werden.

4.5.3 Erkenntnisse aus der 3D-CFD-Simulation der Hochdruck- Abgasrückführungsstrecke

Das folgende Kapitel beschreibt die Simulationsergebnisse der Hochdruck-AGR-Strecke. Als Simulationsdauer werden 15 Verbrennungszyklen von jeweils 720 °KW angenommen, um einen ausreichend eingeschwungenen Zustand zu erreichen.

Abbildung 37 visualisiert das Simulationsergebnis anhand repräsentativer Zyklen. Die Einfärbung der Strömungsräume zeigt die unterschiedliche CO₂-Konzentration innerhalb der Airbox. Chronologisch angeordnet sind die Zyklen 1, 4, 6 und 14. Alle abgebildeten Zustände werden zum Zeitpunkt "Einlassventil öffnet" beschrieben, welche durch die schwarzen Geschwindigkeitsvektoren an den linken Einlasskanälen des ersten Zylinders verdeutlicht werden.

Zum Beginn der Simulation (Zyklus 1) befindet sich kein Abgas im Ansaugtrakt. Lediglich in der AGR-Zuführung ist eine hohe CO₂-Konzentration erkennbar. Ab dem vierten Zyklus ist zu erkennen, dass ein Großteil der initialisierten Frischluft bereits durch die angesaugten Gase ersetzt ist. Zudem wird deutlich, dass ein kleiner Teil des Abgases infolge der Druckpulsation innerhalb der Airbox kurzzeitig in Richtung der Frischluftansaugung strömt, ausgelöst durch die periodischen Randbedingungen. Dieses Verhalten bleibt in allen darauffolgenden Zyklen erkennbar. Ab dem fünften bzw. sechsten Zyklus ist eine homogene Durchmischung in der Airbox vor den Einlasskanälen zu erkennen. Daher kann von einer Gleichverteilung des Abgases auf die unterschiedlichen Zylinder ausgegangen werden. Weiter gestützt wird diese Annahme durch die **Abbildung 38**.

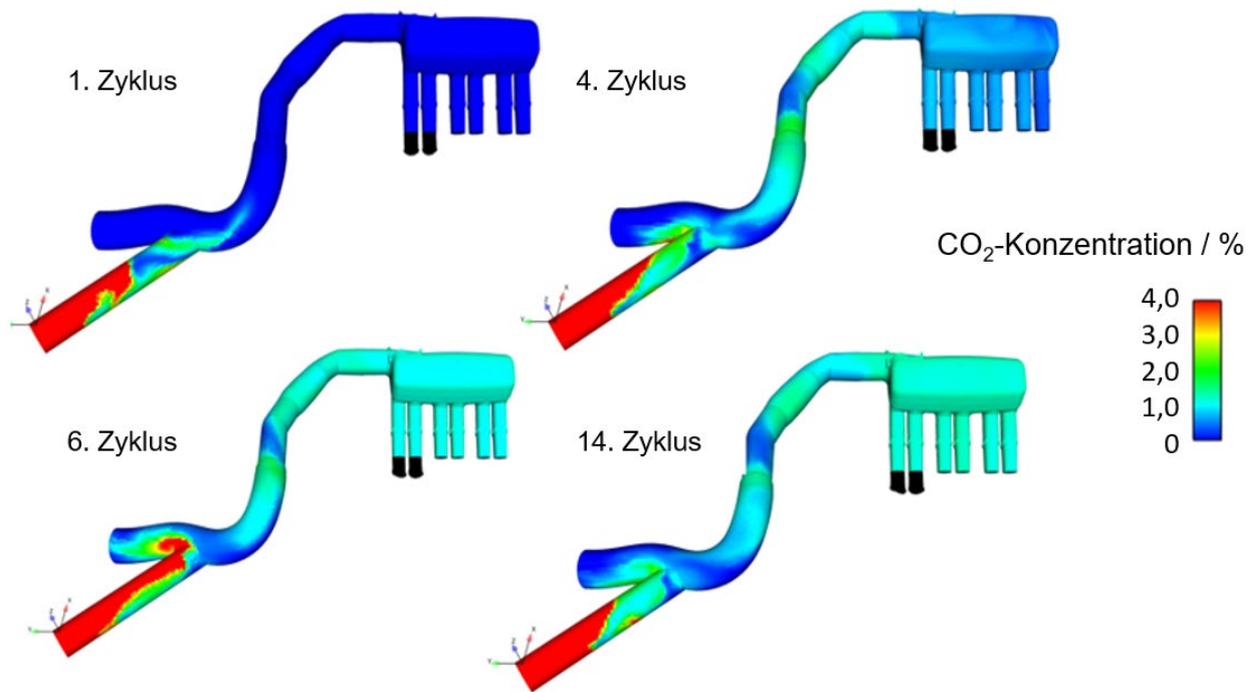


Abbildung 37: Verteilung der Abgaskonzentration innerhalb der Airbox visualisiert durch die CO₂-Konzentration

Abbildung 38 zeigt die CO₂-Massenströme in jedem Zylinder über die 15 Zyklen. Ab dem 5. - 6. Zyklus stellt sich eine Homogenisierung ein, sowohl die Zylinder- als auch die Zyklusschwankungen betreffend. Die in **Abbildung 37** dargestellten Zyklen 1, 4, 6 und 14 sind im Diagramm hervorgehoben. Zu Beginn der Simulation befindet sich ausschließlich Frischluft in der Airbox, daher strömt kein CO₂ durch die Einlasskanäle. Der CO₂-Massenstrom nimmt bis zum fünften bzw. sechsten Zyklus kontinuierlich zu, bis dieser ab diesem Zeitpunkt als gleichbleibend angesehen werden kann.

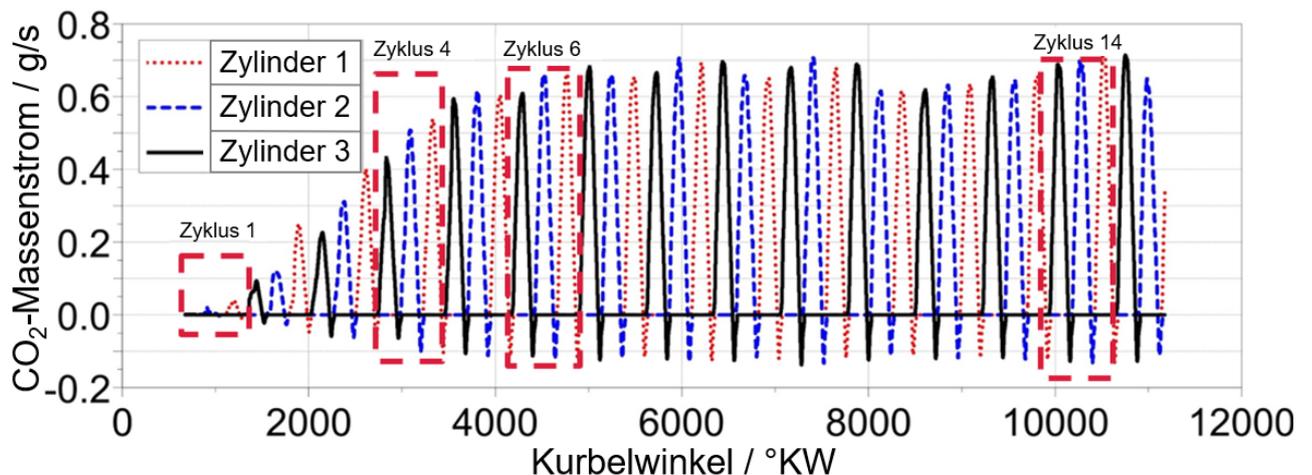


Abbildung 38: Massenströme über die Einlassventile der einzelnen Zylinder über die gesamte Simulationszeit

Eine abschließende Analyse der simulierten AGR-Raten ist in **Tabelle 8** zusammengefasst. Die Berechnung der AGR-Rate erfolgt nach **Formel 14**:

$$\frac{CO_2 - \text{Konzentration im Ansaugtrakt}}{CO_2 - \text{Konzentration im Abgas}} \times 100 = \text{AGR} - \text{Rate} \quad \text{Formel 14}$$

Als Indikator für die Gleichverteilung auf alle Zylinder wird die mittlere AGR-Rate über die letzten fünf Zyklen ausgewertet. Die Schwankung der CO₂-Konzentration innerhalb der letzten fünf Zyklen ist mit einem maximalen Unterschied von 1 % gering und kann als innerhalb der Toleranz betrachtet werden.

Tabelle 8: Zusammenfassung der Abgasrückführraten von Zyklus 10 bis Zyklus 15

	1. Zylinder	2. Zylinder	3. Zylinder
Durchschnittliche AGR-Rate der letzten fünf Zyklen	8,16 % AGR	8,17 % AGR	8,23 % AGR
min.- max. AGR-Rate	7,6 - 8,6 % AGR	7,8 - 8,6 % AGR	7,8 - 8,6 % AGR

Der gewählte Aufbau der AGR-Zuführung ermöglicht eine marginale Varianz in den AGR-Raten über mehrere Zyklen zwischen den Zylindern und wird daher als Aufbau am Prüfstand umgesetzt.

5 Versuchsumgebung und Versuchsträger

Die Basis für die Hardwareanpassungen und den Prüfstandaufbau bilden die simulativen Vorbetrachtungen aus den vorherigen Kapiteln. Simulations-Softwaretools sind allgemein keine allumfassenden Werkzeuge. Alle Ergebnisse der 0D/1D-Simulationen müssen mit Hilfe experimenteller Prüfstanduntersuchungen validiert werden, da die zur Simulation approximiert angenommenen Randbedingungen die Modellgüte beeinträchtigen. Dazu zählen unter anderem die Nutzung reinen Methans, Vereinfachung der Brennraumgeometrie und Abschätzung des AGR-Streckenvolumens. Demnach wird die Hochdruck-AGR in Kombination mit der vielversprechenden einstufigen Aufladung auf dem Prüfstand am realen CNG-DI-Vollmotor experimentell untersucht.

5.1 Prüfstandumgebung und Versuchskonditionierung

Es handelt sich bei dem Aufbau um eine fahrzeugnahe Umsetzung. Die Drehstrommaschine kann sowohl zur Leistungsaufnahme des Versuchsträgers, als auch für Schleppversuche genutzt werden. Gelagert wird der Versuchsträger in einem stabilen, rollbaren Motorgestell.

Messtechnik

Abbildung 39 stellt schematisch den Prüfstandaufbau, die enthaltene Sensorik und deren Position dar.

Im Bereich der Ansaugseite werden die Temperaturmessstellen mit Pt100 Temperatursensoren ausgestattet. Hierbei liegt der Messbereich der Sensoren zwischen $-40 - 375^{\circ}\text{C}$. Bei 200°C beträgt die maximale Grenzabweichung $\pm 0,55\text{ K}$. Auf der Abgasseite werden die Temperaturen mit Thermoelementen gemessen, deren Messbereich zwischen $0 - 1100^{\circ}\text{C}$ liegt und eine Messgenauigkeit von $\pm 1,5\text{ K}$ aufweist.

Alle Zylinderköpfe verfügen über Bohrungen zur Zylinderdruckindizierung. Die Messungen der Brennraum- und Abgasdrücke erfolgen mit wassergekühlten piezoresistiven Drucksensoren, wobei sich der Messbereich von $0 - 250\text{ bar}$ erstreckt. Die weiteren Druckmessstellen werden mit piezoresistiven Druckaufnehmern versehen, welche an die entsprechenden Messbereiche angepasst sind und eine maximale Abtastrate von $0,4\text{ kHz}$ aufweisen.

Der Heißfilm-Luftmassenmesser (HFM) und die λ -Sonde vor der Abgasturbine sind motorinterne Messstellen, welche ebenfalls ausgewertet werden. Der Kraftstoff wird konditioniert und dessen Massenstrom mit einem Durchflussmessgerät, welches nach dem Coriolis-Prinzip arbeitet, erfasst.

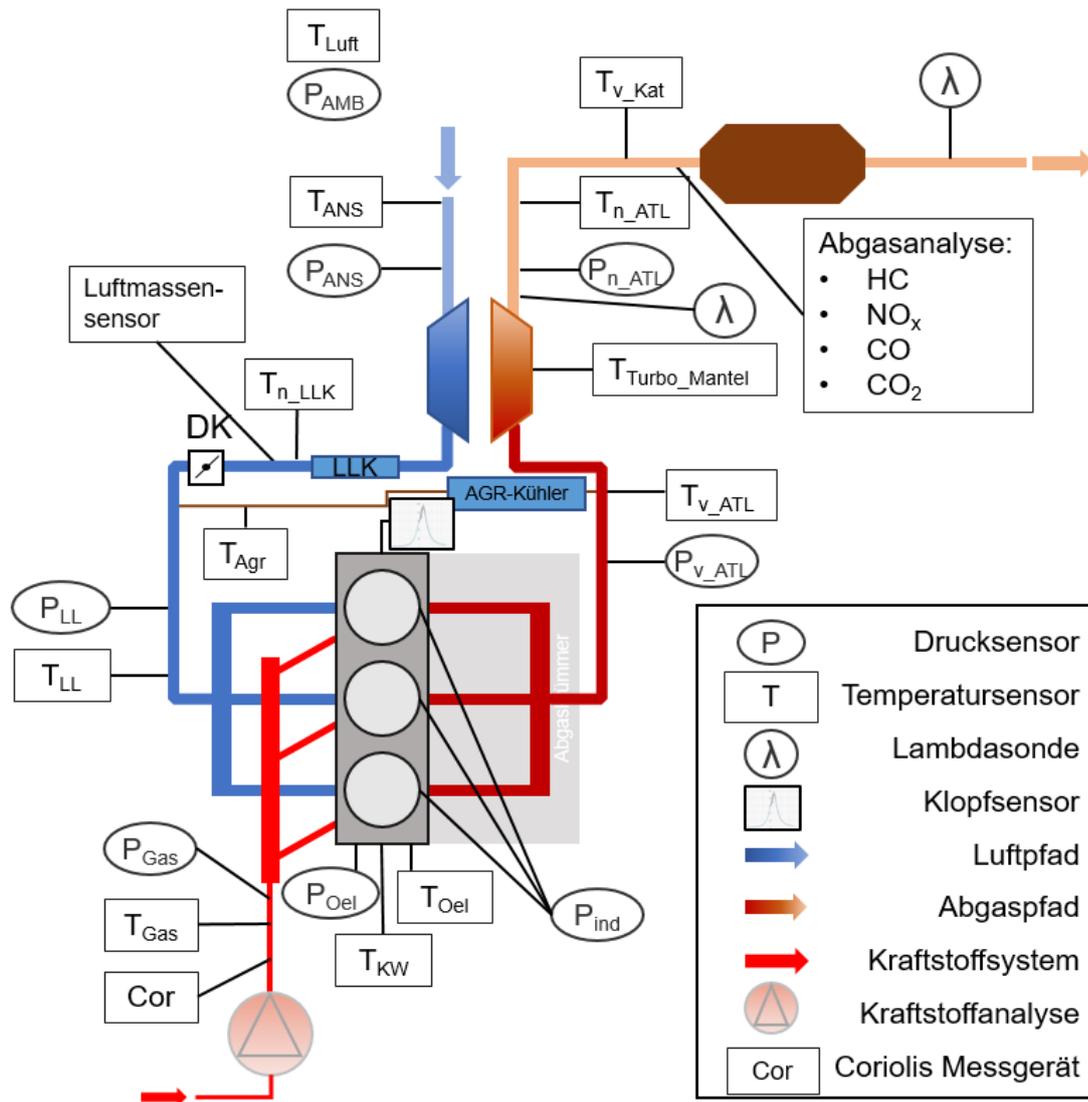


Abbildung 39: Schematischer Motoraufbau mit enthaltener Messtechnik

Das Abgasanalyse-Tool *Calcmet* wird zur Rohemissionsanalyse des Motors eingesetzt. Die Software *iGEM AMA* von der Firma *AVL* dient der Überwachung und Aufzeichnung des CO₂-Gehalts im Saugrohr des Motors. Diese Messgröße stellt eine wichtige Basis zur Berechnung der entsprechenden AGR-Raten dar.

Versorgung und Qualitätsregelung des Erdgases

Der Prüfstand wird vornehmlich mit gasförmigen Kraftstoffen betrieben. Die Gasversorgung wird durch einen Anschluss an das Erdgasnetz der Stadt Magdeburg und der Zuführung von drei Zumischgasen (CO₂, H₂ und N₂) realisiert. Die Zumischgase werden in handelsüblichen T50-Gasflaschen bereitgestellt. Jedes Zumischgas ist im Umfang von zwei T50-Gasflaschen an das System angeschlossen. Von den Gasanschlüssen wird das Erdgas zur Gasmischanlage gefördert. Innerhalb der Gasmischanlage werden die einzelnen Komponenten dem Erdgas zur Einhaltung des definierten Qualitätslevels der DIN EN 16723-2 [12] zugemischt.

Nach der Qualitätsanpassung wird das Gas in einem Pufferbehälter homogenisiert. Der Pufferbehälter umfasst 3000 l.

Vom Pufferbehälter führt die Gasleitung zur Kompressorstation. Das Gas wird dort auf 16 bar (relativ) komprimiert und strömt anschließend weiter in die Prüfkabine. In dieser befindet sich die Druckminderstrecke, welche das Gas auf den gewünschten Druck herunterregelt. Der Druck kann variabel von 0 - 16 bar geregelt werden. Dies geschieht mit Hilfe eines Domdruckminderers der Firma *Swagelok*.

Abbildung 40 zeigt den schematischen Aufbau der Prüfkabine und der Gasaufbereitung.

Tabelle 9 fasst die Kraftstoffzusammensetzung während der Experimente zusammen.

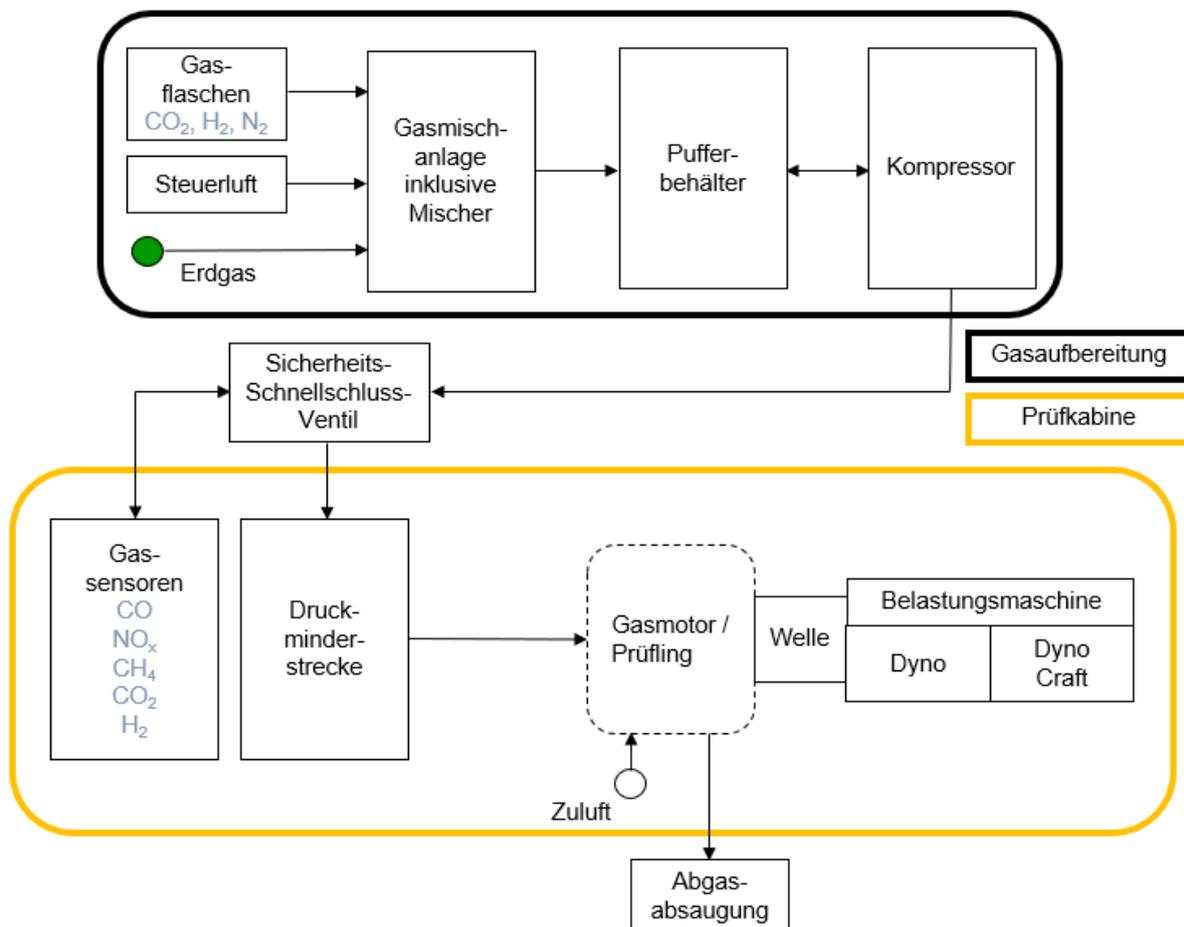


Abbildung 40: Schematische Übersicht der Prüfkabine und der Gasaufbereitung

Tabelle 9: Kraftstoffzusammensetzung während der Experimente

Erdgaskomponente	Anteil in Vol.%
CO ₂	1,7 - 2,9
Ethan	2,9 – 3,5
Propan	0,4
Wasserstoff	< 0,001
Stickstoff	1,8 – 2,1
Methan	91,8 – 92,9

Fluidkreisläufe und Kühlung

Die Wärmeabfuhr des Versuchsmotors wird über verschiedene Kühlkreisläufe realisiert. Das zurückgeführte Abgas wird mittels eines AGR-Kühlers mit Kühlwasser auf 90 °C heruntergekühlt um ein übermäßiges Auskondensieren des Wasserdampfes innerhalb des Kühlers zu verhindern. Der Ladeluftkühler regelt den Kühlwasserstrom dann entsprechend so, dass die Gemischtemperatur der Ladeluft nach der AGR-Zuführung 40 °C entspricht.

Die beiden Thermostate im Motorkühlkreislauf sind mechanisch dauerhaft geöffnet, um einen Wechsel zwischen den verschiedenen Kühlkreisläufen zu verhindern. Der Motorblock und alle Anbauteile werden somit im sogenannten großen Kühlkreislauf mit Kühlwasser versorgt, welcher über einen externen Wasser-Wasser-Wärmetauscher konditioniert wird. Maßgebend ist hier die Motorblock-Eintrittstemperatur. Diese liegt bei allen Betriebspunkten bei 70 °C. Das Motoröl besitzt keine eigene Konditionierung. Die Kühlung findet seriennah über einen Öl-Wasser-Wärmetauscher innerhalb des großen Kühlkreislaufs statt.

Der Prüfstand wird mit konditionierter Frischluft mit einer Temperatur von 20 °C versorgt.

5.2 Versuchsträger: Ford 1,0 I-EcoBoost

Im Kapitel 4.1 ist der Grundmotor für die Untersuchungen beschrieben. Dieses Kapitel befasst sich mit den Modifikationen am Aggregat zur Realisierung der Hochdruck-AGR im CNG-Betrieb. Die Untersuchungen von unterschiedlichen AGR-Raten finden mit dem Serienzündsystem statt. Die Umsetzung einer Corona-Zündung wurde geprüft, ist jedoch durch die räumlichen Gegebenheiten im Zylinderkopf nicht möglich.

5.2.1 Hardwareanpassungen für den monovalenten CNG-Betrieb

Unter Beachtung der Anforderungen des monovalenten, stöchiometrischen Betriebes mit CNG und der Untersuchungsziele werden folgende Modifikationen am Versuchsträger vorgenommen und anschließend erläutert:

- Einbau von DI-Injektoren und -Rail für die Realisierung der CNG-DI
- Einbau geometrisch modifizierter Kühlkanal-Kolben zur ϵ -Erhöhung auf 13:1
- Installation einer gekühlten Hochdruck-AGR-Strecke

Da keine Anhebung der Spitzendruckfähigkeit des Motors über das ursprünglich zulässige Limit von 140 bar vorgesehen ist, kann der Rest der Motor-Hardware unverändert übernommen werden. Durch die gewählte Zylinderspitzendruckbegrenzung werden keine überkritischen Belastungen während der Untersuchungen erwartet.

5.2.1.1 CNG-DI-Injektoren und Rail

Angesichts der Vorteile sind die eingesetzten Injektoren nach außen öffnend. Die Injektoren werden inklusive zugehörigem Steuergerät von der Firma *Delphi Technologies* bereitgestellt. Während der Untersuchungen am Prüfstand wird die gesamte Motorsteuerung vom frei programmierbaren Entwicklungssteuergerät übernommen, über welches, neben der Injektoransteuerung, auch alle weiteren Applikationsparameter zur Steuerung und Regelung des Motors einstellbar sind.

Zur möglichst gleichmäßigen und pulsationsarmen Erdgasversorgung der Injektoren erfolgt diese über ein speziell auf diesen Kraftstoff und die vorhandene Motorgeometrie angepasstes CNG-Verteilerrohr bzw. CNG-Rail.

5.2.1.2 Kolben mit Kühlkanälen

Zur Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses des *Ford 1,0 I-EcoBoost* von 10:1 auf 13:1 für den monovalenten CNG-Betrieb wird die Geometrie der Kolben modifiziert. Im konkreten Fall werden Kolbenrohlinge mit integrierten Kühlkanälen verwendet. Die notwendigen geometrischen Anpassungen zur Vergrößerung des Verdichtungsverhältnisses ϵ basieren auf

Formel 15. Demnach muss das Kompressionsvolumen V_C um 9,25 ml pro Zylinder verringert werden.

$$V_C = V_H / (\varepsilon - 1)$$

Formel 15

Daher wird die Kolbenmulde mit Hilfe eines Computer Aided Design (CAD)-Modells verkleinert, inklusive der Anhebung der Ventiltaschen in Richtung Zylinderkopf (**Abbildung 41**). Dabei wird der überarbeitete Kolben vor allem mit den Ventilen und der Zylinderkopfdichtung innerhalb des Programms auf Kollisionen geprüft. **Abbildung 42** zeigt den modifizierten Kolben aus verschiedenen Blickwinkeln. Aufgrund der höheren Verdichtung und Verbrennungstemperaturen ist von einer erhöhten thermischen Belastung des Kolbens auszugehen. Um die thermische Belastung zu verringern, verfügt der modifizierte Kolben über Kühlkanäle. Diese leiten deutlich mehr Wärme aus dem Kolben ab als eine reine Anspritzkühlung [73]. Anpassungen an den Ölspritzdüsen wurden ebenfalls vorgenommen.



Abbildung 41: Änderung der Kolbengeometrie; Serienkolben $\varepsilon = 10$ (links); Modifizierter Kolben $\varepsilon = 13$ (rechts)



Abbildung 42: Modifizierter Kolben $\varepsilon = 13$

Zur Qualitätssicherung der fertigen Kolben für $\varepsilon = 13$ wird das Kompressionsvolumen V_C im verbauten Zustand mit Wasser ausgelitert. In **Abbildung 41** ist der Prozess des Ausliterns verdeutlicht. Entsprechend der **Formel 15** und **16** sind die ermittelten Ergebnisse in **Tabelle 10** dargestellt. Darüber hinaus wurden die Ölspritzdüsen speziell an die Kolbenkühlkanäle angepasst.

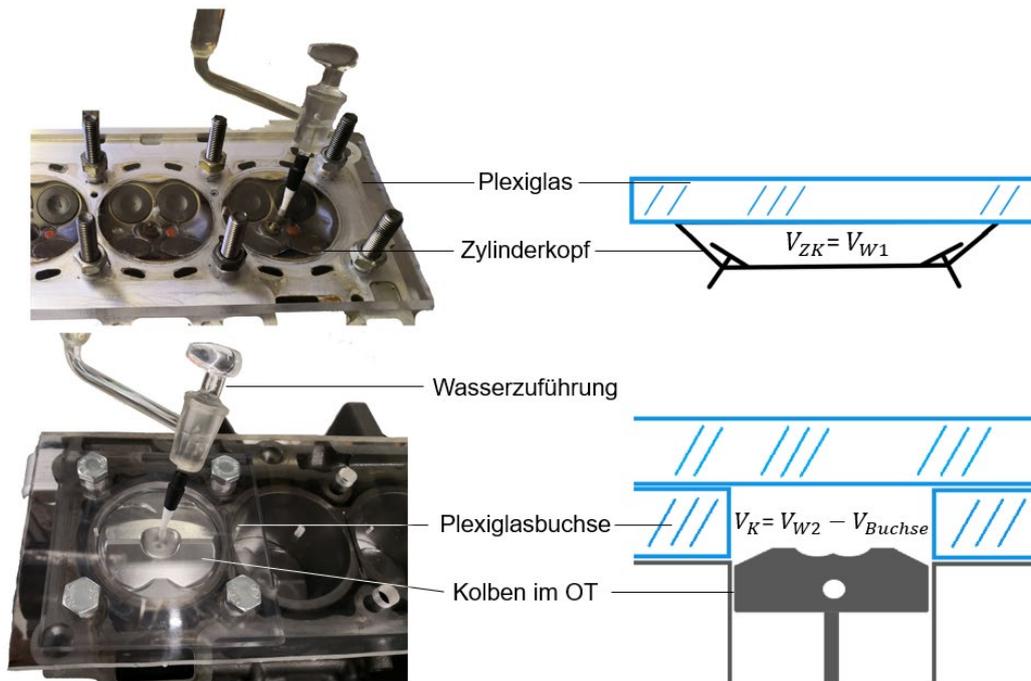


Abbildung 43: Auslitern des Kompressionsvolumens

$$V_C = V_{W1} + V_{W2} - V_{Buchse} + V_{ZKD}$$

Formel 16

Tabelle 10: Messergebnisse des Ausliterns

	1. Zylinder	2. Zylinder	3. Zylinder	Sollwert
V_{Buchse}	40,49 ml	40,49 ml	40,49 ml	---
$V_{Zylinderkopfdichtung}$	2,92 ml	2,92 ml	2,92 ml	---
V_{W1}	34,00 ml	34,30 ml	34,78 ml	---
V_{W2}	31,23 ml	31,43 ml	30,95 ml	---
V_C	27,66 ml	28,16 ml	28,16 ml	27,75 ml
ε	13,04	12,83	12,83	13

5.2.1.3 Hochdruck-Abgasrückführungsstrecke

Weiterhin wird der Versuchsträger, aufgrund der folgenden Vollastuntersuchungen, durch eine externe, wassergekühlte Hochdruck-AGR-Strecke erweitert.

Das zurückzuführende Abgas wird vor der Turbine des Abgasturboladers über eine Bohrung in einem zusätzlich angebrachten Befestigungsflansch entnommen und über eine Zuführung zum AGR-Modul geleitet. In **Abbildung 44** ist der Befestigungsflansch dargestellt. Nach Durchlaufen des wassergekühlten AGR-Moduls wird das gekühlte Abgas der Frischluft nach dem Abgasturbolader-Verdichter im Ansaugtrakt zylinderkopfnah vor der Drosselklappe in einem flachen Winkel von 30° in Luftströmungsrichtung zugeführt und vom Motor angesaugt. Zur Bestimmung, Überwachung und Steuerung der AGR-Rate wird im Ansaugtrakt die

CO₂- Konzentration mit Hilfe der *iGEM AMA* gemessen. Das Abgas wird über den AGR-Kühler auf 90 °C heruntergekühlt. Diese Temperatur wird gewählt, um ein übermäßiges Auskondensieren innerhalb des AGR-Kühlers zu verhindern.



Abbildung 44: Hochdruck-Abgasrückführung am Versuchsmotor und Schadvolumen vor Abgasturbolader

6 Prüfstandmessungen am Mehrzylindermotor

Dieser Abschnitt beinhaltet die Optimierung der Volllastbetriebspunkte am Prüfstand. Für die darauffolgenden Hauptuntersuchungen zur Optimierung der Volllastkurve mit Hochdruck-AGR werden die so ermittelten Optima der Steuerzeiten und Einblasbeginn als feste Einstellungen übernommen und appliziert.

6.1 Versuchsprogramm

Der Umbau des Motors von Benzin auf CNG für die Hochlast-AGR-Untersuchungen wurde in Kapitel 5.2 beschrieben. Da dieser Eingriff weitreichend ist und eine ganzheitliche Betrachtung erfordert, müssen neben der eigentlichen Thematik, weitere Schwerpunkte beachtet werden. Die Aufhebung des Scavengings und die damit verbundene geringere Ventilüberschneidung im Low-End-Torque-Bereich des Motors beeinflussen den unteren Drehzahlbereich stark. Daher werden Messpunkte von 1000 min^{-1} bis 2000 min^{-1} in 250 min^{-1} -Schritten aufgenommen. Die verringerte Abgasenthalpie wirkt sich beim Kaltstart auf die Erwärmung des Katalysators aus. Um die Abgasenthalpie zu erhöhen, wird der Katalysator-Heizbetrieb in einem charakteristischen Betriebspunkt gesondert betrachtet.

Die 0D/1D-Untersuchungen weisen darauf hin, dass es während der Hochlast-Untersuchungen bei einem indizierten Mitteldruck von 23 bar zum Überschreiten der Grenzdrücke kommen kann. Bei Überschreitung muss der Zündwinkel zurückgenommen werden, um den Zylinderdruck zu senken. Dies würde eine separierte Betrachtung der Auswirkungen der Abgasrückführung erschweren. Somit werden die Hochlast-Untersuchungen in einer weiteren Messreihe bei einer verringerten Last von 16 bar (IMEP) wiederholt. Eine Übersicht der untersuchten Betriebspunkte ist in **Abbildung 45** verdeutlicht.

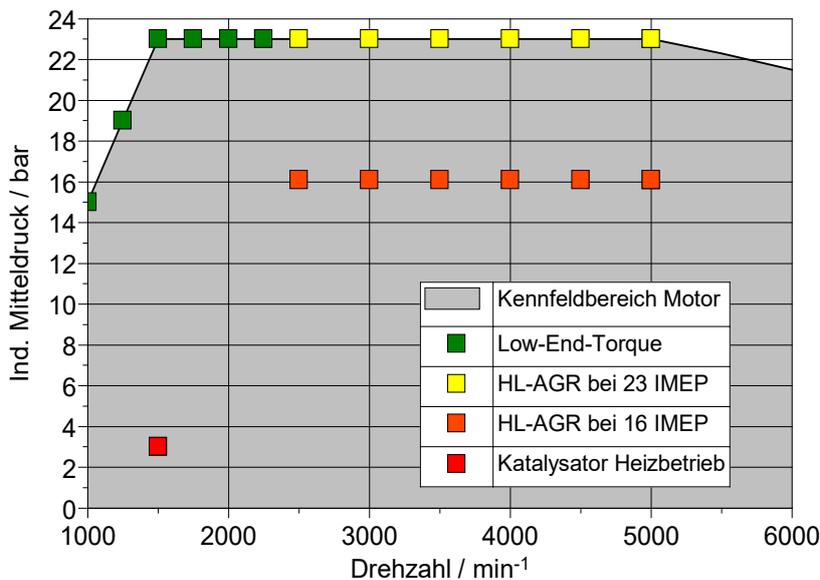


Abbildung 45: Messpunkte im Kennfeld

6.2 Schwerpunkt der Kalibrierung

Als Referenz für alle Ergebnisse der relevanten Messgrößen dienen die von *Ford* ermittelten Prüfstandergebnisse des Motors im ursprünglichen Benzinbetrieb. Die **Tabelle 11** dient der übersichtlichen Zusammenfassung der wesentlichen Versuchsrandbedingungen, der einstellbaren Applikationsparameter sowie der darüber zu optimierenden Zielgrößen in der Vollast. Eine genauere Erläuterung der Grenzwerte für den Betrieb findet sich in Kapitel 4.3.

Tabelle 11: Übersicht der zu optimierenden Kalibrierungsparameter, der festen Größen und der zu erzielenden Effekte bei der Applikation

Kalibrierungsparameter	Feste Größen	Zielgrößen:
Einblasbeginn (SOI)	Kraftstoff: CNG	Zieldrehmoment
Drosselklappenstellung	Einblasdruck 16 bar	Zylinderdruckbegrenzung (140 bar mittlerer Spitzendruckgrenze, 160 bar max. Spitzendruckgrenze)
Wastegatestellung	Kein Scavenging	Klopfgrenze
AGR-Rate	$\lambda = 1$	Wirkungsgradoptimale Schwerpunktlage
Überschneidung (fest nach Optimierung)	$\varepsilon = 13$	cov < 3
Zündzeitpunkt	---	Abgastemperatur < 950 °C

6.3 Kalibrierung und Optimierung der Vollastkurve des CNG-Motors

Die Hauptgründe für die Anpassung der Ventilsteuerzeiten im Zusammenhang mit dieser Arbeit sind die Aufhebung des Scavengings und die damit verbundenen geringeren Ventilüberschneidungen im Low-End-Torque-Bereich des Motors.

Da die Auslegung der Steuerzeiten die Vergleichbarkeit der Untersuchungsergebnisse und die darauf aufbauenden entscheidenden Versuche vereinfachen soll, wird auf eine nähere Betrachtung der weiteren Parameter und Messgrößen sowie eine detailliertere Interpretation der Ergebnisse verzichtet. Die applizierten Steuerzeiten können dem **Anhang** entnommen werden.

In diesem Kapitel liegt der Fokus auf der Vollastkurve ohne die Einbringung der Abgasrückführung. Gesondert betrachtet wird der Low-End-Torque-Bereich bis 2000 min⁻¹. Das Diagramm in **Abbildung 46** zeigt das über dem gesamten Drehzahlband erreichte Drehmoment nach Optimierung der Applikationsparameter mit Blick auf die in **Tabelle 11** genannten Zielgrößen in der Vollast. Zum Vergleich dient der ursprüngliche Benzinbetrieb. Ein deutlicher Unterschied zeigt sich in der Wahl des Einblasbeginns über das Kennfeld, welcher im rechten Diagramm dargestellt ist.

Mit steigender Drehzahl erhöht sich die Varianz (cov) während der Messungen. Das Ziel, den Wert des Variationskoeffizienten cov für den Mitteldruck von 3 nicht zu überschreiten, wird bereits direkt am Prüfstand überwacht und über Einstellungen der entsprechenden Applikationsparameter gesteuert. Die 3 %-Grenze stellt eine geringe zyklische Schwankung des indizierten Mitteldrucks sicher, wodurch auf eine stabile, schnelle Verbrennung und einen hinreichend ruhigen Motorlauf geschlossen werden kann.

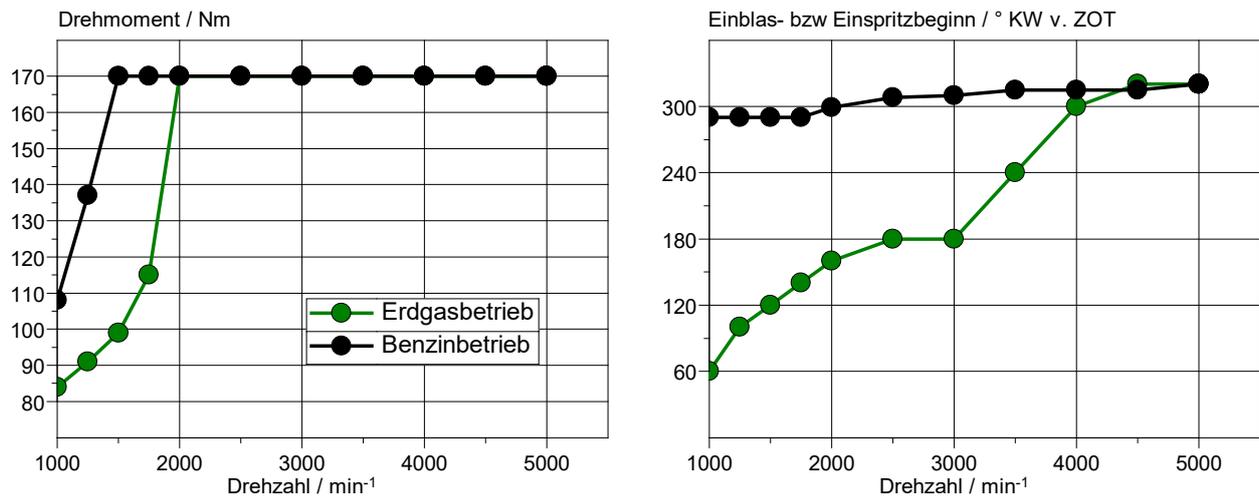


Abbildung 46: Drehmomentverlauf und Einblasbeginn im Vergleich der Vollastkurven im Benzin- und CNG-Betrieb

Die Messergebnisse in **Abbildung 46** zeigen, dass das Drehmomentplateau in höheren Drehzahlen erreicht werden kann. Jedoch weisen die Ergebnisse ein deutliches Drehmomentdefizit im unteren Drehzahlbereich auf, obwohl das WG (Wastegate) des Abgasturboladers geschlossen ist und der SOI sich, für eine hohe Zylinderfüllung ohne Füllungsverluste, in der Kompressionsphase befindet. Als Ursachen für das Drehmomentdefizit im Low-End-Torque-Bereich des CNG-DI-Betriebs sind der erhöhte stöchiometrische Luftbedarf, der leicht niedrigere Gemischheizwert, das Ausbleiben der füllungsgradsteigernden Verdampfungskühlung des Kraftstoffs und die in diesem Betriebsbereich geringe Abgasenthalpie zum Antrieb der Abgasturbolader-Turbine anzuführen. Dies kann ohne Scavenging nicht kompensiert werden und führt zu einem niedrigeren, vom Abgasturbolader zur Verfügung gestellten Ladedruck. Das erhöhte Verdichtungsverhältnis mit einer wirkungsgradoptimalen Schwerpunktlage verringert weiterhin die Abgastemperaturen, infolgedessen der positive Effekt auf das Drehmoment durch verringerten Ladedruck überkompensiert wird.

In Kapitel 5.2.1.3 ist die Hochdruck-AGR-Strecke beschrieben. Zur Entnahme der Abgasrückführung musste ein Schadvolumen in Form eines Abgasrohres zwischen Turbine und Zylinderkopf gesetzt werden. Das zusätzliche Volumen verringert den Energieimpuls der

Stoßaufladung und durch den Energieaustausch an der Oberfläche nimmt die Abgasenthalpie ab. Beides resultiert in einem niedrigeren Ladedruck.

Für das Beschleunigungsverhalten eines Fahrzeugs spielt der Low-End-Torque-Bereich eine wichtige Rolle. Daher wird dieser in **Abbildung 47** gesondert betrachtet. Die Drehmomentvorgabe aus dem Benzinbetrieb (schwarz-gestrichelte Linie) kann im CNG-Betrieb weder ohne (grüne Linien) noch mit Scavenging (rote Linien) erreicht werden.

Hierbei dienen die Ergebnisse mit maximaler Ventilüberschneidung nur zur Demonstration welche Steigerung des Drehmoments im Low-End-Torque-Bereich mit CNG möglich wäre. Da dies jedoch negative Auswirkungen auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch und die HC-Emissionen hat, werden die zugehörigen Ergebnisse lediglich in der Abbildung als rote Linien gezeigt und nicht näher analysiert.

Die Simulationsergebnisse weisen einen vielversprechenden Drehmomentgewinn infolge der Zündzeitpunkt-Verschiebung von 10 °KW in Richtung spät auf, auch unter Betrachtung der Schadvolumina (vgl. Kapitel 4.4.4). Am Prüfstand konnte auch ein Drehmomentgewinn nachgewiesen werden, jedoch nicht in dem simulierten Maße.

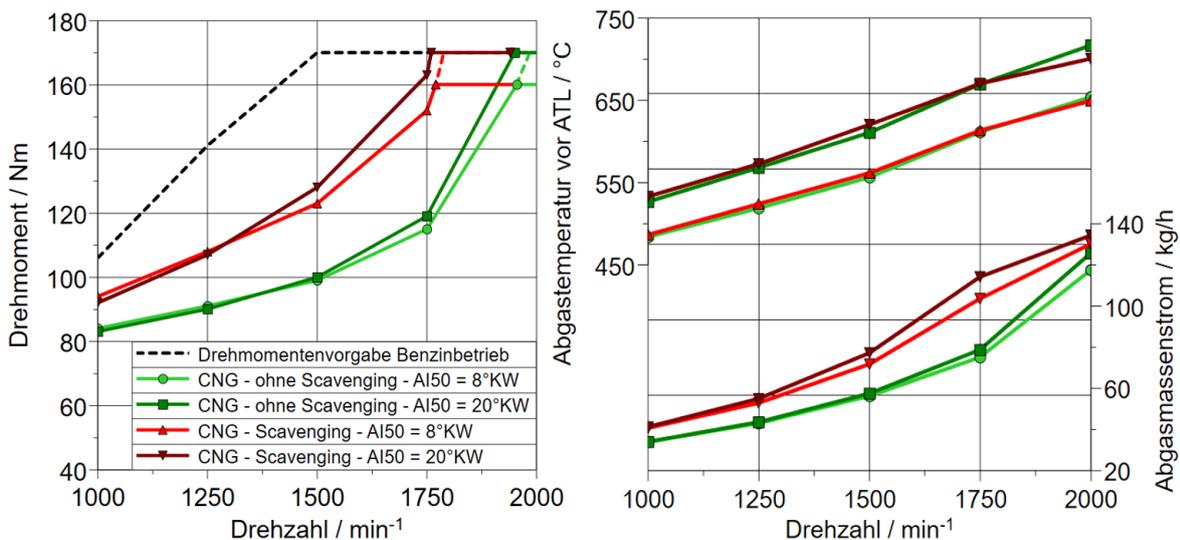


Abbildung 47: Low-End-Torque durch Zündzeitpunkt-Verschiebung bzw. größerer Ventilüberschneidung

Relevant für den CNG-Betrieb im unteren Drehzahlbereich sind die grünen Linien, welche mit einer verringerten Ventilüberschneidung appliziert wurden. Die Verlagerung der Schwerpunktlage von 8 °KW auf 20 °KW zeigt eine Erhöhung des Drehmoments, sowohl mit verringerter Ventilüberschneidung (ohne Scavenging) als auch bei maximaler Ventilüberschneidung (Scavenging). Infolge der Zündzeitpunkt-Spätverstellung bewegt sich die Verbrennungsschwerpunktlage in Richtung „Auslassventil öffnet“ und somit verrichtet ein zunehmender Anteil der Wärmeenergie keine Arbeit mehr am Kolben, sondern dient der

Temperatur- bzw. Enthalpieerhöhung im Abgas. Aufgrund der größeren Abgasenthalpie kann der Abgasturbolader ein gesteigertes Druckverhältnis realisieren und der Ladedruck steigt. Im rechten Diagramm sind die Abgasmassenströme und -temperaturen dargestellt. Über das Scavenging wird demnach keine Temperatursteigerung erreicht, sondern die Enthalpiezunahme beruht auf der Massenstromerhöhung.

Bemerkenswert sind die sinkenden Methan-Emissionen, welche bei späterem Zündzeitpunkt aus den verringerten Quenching-Effekten und einer besseren Gemischhomogenisierung, aufgrund der längeren Verweilzeit, hervorgehen. Ausgewählte Ergebnisse können dem **Anhang** entnommen werden. Die Veränderungen am Kolben führen zu einem ungünstigen Oberflächen-Volumen-Verhältnis und verstärken den Quenching-Effekt durch sich verengende Spalte zwischen Kolben und Brennraumdach. Je näher die Flammenfront der Wand kommt, desto höher werden die Wandwärmeverluste. Die Flammenfront erlischt, wenn der Wärmeentzug so groß wird, dass die chemische Reaktion nicht aufrechterhalten werden kann [20, 30, 31]. Bei späterer Zündung entfernen sich Kolben und Brennraumdach zunehmend voneinander und es kommt zu einer verringerten Flammenlöschung.

In **Abbildung 48** ist der gesamte Ladedruckverlauf mit jeweils zugehöriger Wastegatestellung, Schwerpunktlage sowie Abgasgegendruck und -temperaturen der optimierten Volllastkurve dargestellt. Ab einer Drehzahl von 2000 min^{-1} wird das Zieldrehmoment infolge des ausreichend großen Abgasmassenstroms zum Antrieb der Abgasturbolader-Turbine und zur Ladedruckerzeugung erreicht. Deutlich wird jedoch auch, dass über das Drehzahlband ein höherer Anteil der Abgasenthalpie zum Ladedruckaufbau genutzt werden muss gegenüber dem Benzinbetrieb. Zur Ladedruckbegrenzung wird das Wastegate erst ab 2000 min^{-1} teilgeöffnet, um das zunehmend überschüssige Abgas am Abgasturbolader vorbeizuleiten. Im Vergleich zum Benzinbetrieb geschieht dies aufgrund des schlechteren Ladedruck- bzw. Drehmomentaufbaus drehzahlbezogen erst später.

Ein deutlicher Unterschied der Brennverfahren zeigt sich in der Schwerpunktlage und den Abgastemperaturen. Im Benzinbetrieb wird zur Vermeidung des Klopfens, neben der Anfettung, eine Schwerpunktlage zwischen $24 - 30^\circ \text{ KW n. ZOT}$ gewählt. Der Erdgasbetrieb lässt wirkungsgradoptimalere Schwerpunktlagen von $8 - 15^\circ \text{ KW}$ zu, wobei die Schwerpunktlage nicht durch das Klopfen, sondern durch den maximalen Zylinderdruck begrenzt war. Die Unterschiede in den Abgastemperaturen werden durch die frühe Verbrennung und dem erhöhten Verdichtungsverhältnis noch weiter vergrößert.

Prüfstandmessungen am Mehrzylindermotor

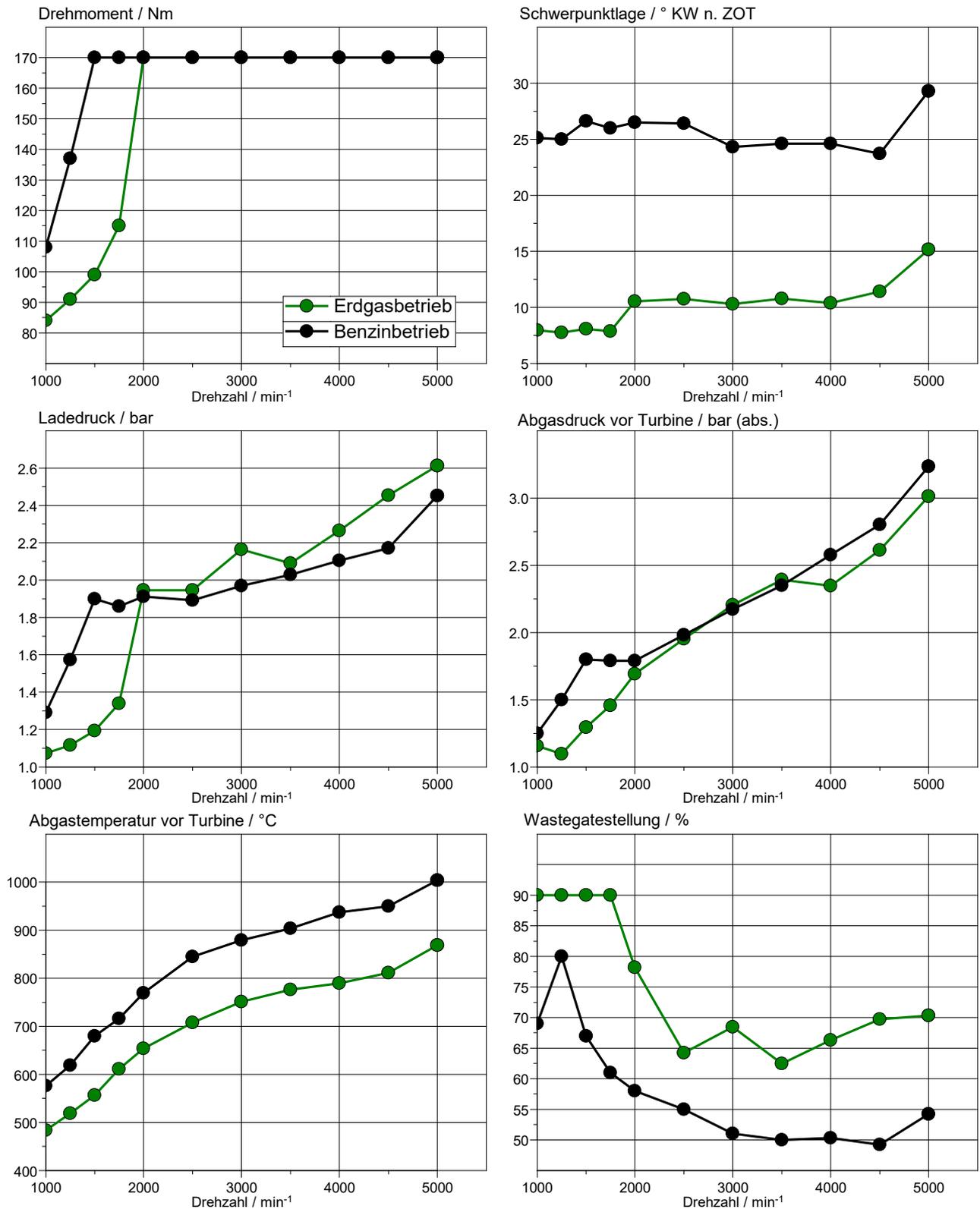


Abbildung 48: Drehmoment, Schwerpunktlage, Ladedruck, Abgasdruck, Abgastemperatur vor Turbine und Wastegatestellung im Vergleich der Vollastkurven im Benzin- und CNG-Betrieb

Weiterhin ist festzuhalten, dass der Einblasbeginn, aufgrund der mit steigender Drehzahl während der Einblasung in gleicher Zeit mehr zurückgelegten Grad Kurbelwinkel, zunehmend in die Ansaugphase des Motors verschoben wird. Ohne diese Anpassung reicht die verfügbare Zeit für die nötige Einblasmenge bei einem vorgegebenen Raildruck von 16 bar und $\lambda = 1$ nicht aus. Zudem müssen das kritische Druckverhältnis und der festgesetzte Mindestabstand zwischen Einblasende und Zündzeitpunkt beachtet werden. Trotz der Ladungsverdrängung und der abnehmenden Saugleistung des Kolbens aufgrund der früheren SOI-Lagen kann dieser Umstand infolge des steigenden Ladedrucks über die Drehzahl kompensiert und das Zieldrehmoment erreicht werden. Generell führt eine frühere Einblasung zu einer besseren Homogenisierung und dient, bei ausreichender Turbulenz, im Zylinder der Verringerung der zyklischen Schwankungen und Emissionen. Demgegenüber wirkte sich bei niedrigen Drehzahlen ein später SOI positiv auf die Brenngeschwindigkeit und Laufruhe aus. Die geringe Turbulenz innerhalb des Brennraums wird infolge der späten Einblasung erhöht und verringert so die Brenndauer. Bei höheren Drehzahlen erhöht sich die Turbulenz aufgrund der höheren Gasdynamik, daher verbessert ein früher Einblasbeginn die Homogenisierung und somit die Laufruhe. Daher ist die Kalibrierung der Einblaszeitpunkte immer ein Kompromiss zwischen Zylinderfüllung, Turbulenz zum Zündzeitpunkt und Homogenisierungsgrad. Die dabei ermittelten Einstellungen des Einblasbeginns bilden die Basis für die durchgeführten Untersuchungen am Prüfstand. Im **Anhang** befindet sich eine Übersicht des gewählten Einblasbeginns und des Raildruckes, welcher sich aufgrund der Betriebspunkte in der Vollast einstellt. Der abnehmende Raildruck ist durch die zunehmende Kraftstoffabnahme infolge der Drehzahlerhöhung zu erklären.

In **Abbildung 49** sind der indizierte Wirkungsgrad, der spezifische Kraftstoffverbrauch und der mittlere sowie maximale Spitzendruck dargestellt. Der indizierte Wirkungsgrad konnte gegenüber dem Benzinbetrieb gesteigert werden. Zurückzuführen ist dies auf die hohe Klopfestigkeit von Erdgas und der damit realisierten Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses von $\varepsilon = 10$ auf $\varepsilon = 13$ sowie der wirkungsgradoptimaleren Schwerpunktage im Vergleich zum Benzinbetrieb. Der Wirkungsgrad konnte um 4 – 6 % gesteigert werden. Der größte Wirkungsgradvorteil des CNG-DI-Verfahrens ist im Bereich der Anfettung des Benzinbetriebes ab 5000 min^{-1} mit 9 % zu erkennen. Diese Maßnahme ist beim Einsatz von CNG zur Klopfvermeidung oder zu Kühlungs Zwecken nicht nötig bzw. zielführend.

Um eine möglichst wirkungsgradoptimale Schwerpunktage mit steigender Drehzahl halten zu können, muss der Zündzeitpunkt aufgrund der zunehmenden Anzahl an zurückgelegten °KW pro Zeiteinheit in Richtung früh verschoben werden. Limitiert ist der Betrieb durch die Zylinderspitzendruckgrenzen im Mittel von 140 bar und im Maximum von 160 bar sowie durch die Vermeidung klopfender Verbrennung. Jedoch ist im Betrieb bei einem IMEP von ca. 22,5 bar keine klopfende Verbrennung aufgetreten. Ab einer Drehzahl von 2000 min^{-1} muss

der Zündzeitpunkt nach hinten verschoben werden, um Druckspitzen von über 160 bar zu vermeiden, auch wenn im Mittel die reglementierten 140 bar nicht erreicht wurden. Daher kann eine optimale Schwerpunktlage nicht eingehalten werden, auch wenn die Schwerpunktlagen uneingeschränkt optimaler liegen als die des Benzinbetriebes.

Dies wirkt sich direkt auf einen Abfall der Abgastemperaturen, der Erhöhung der Spitzendrücke und einer Reduzierung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs aus. Letzteres ist neben den schon genannten Gründen auch auf die höhere massebezogene Energiedichte aufgrund des hohen spezifischen Heizwerts des Kraftstoffs zurückzuführen.

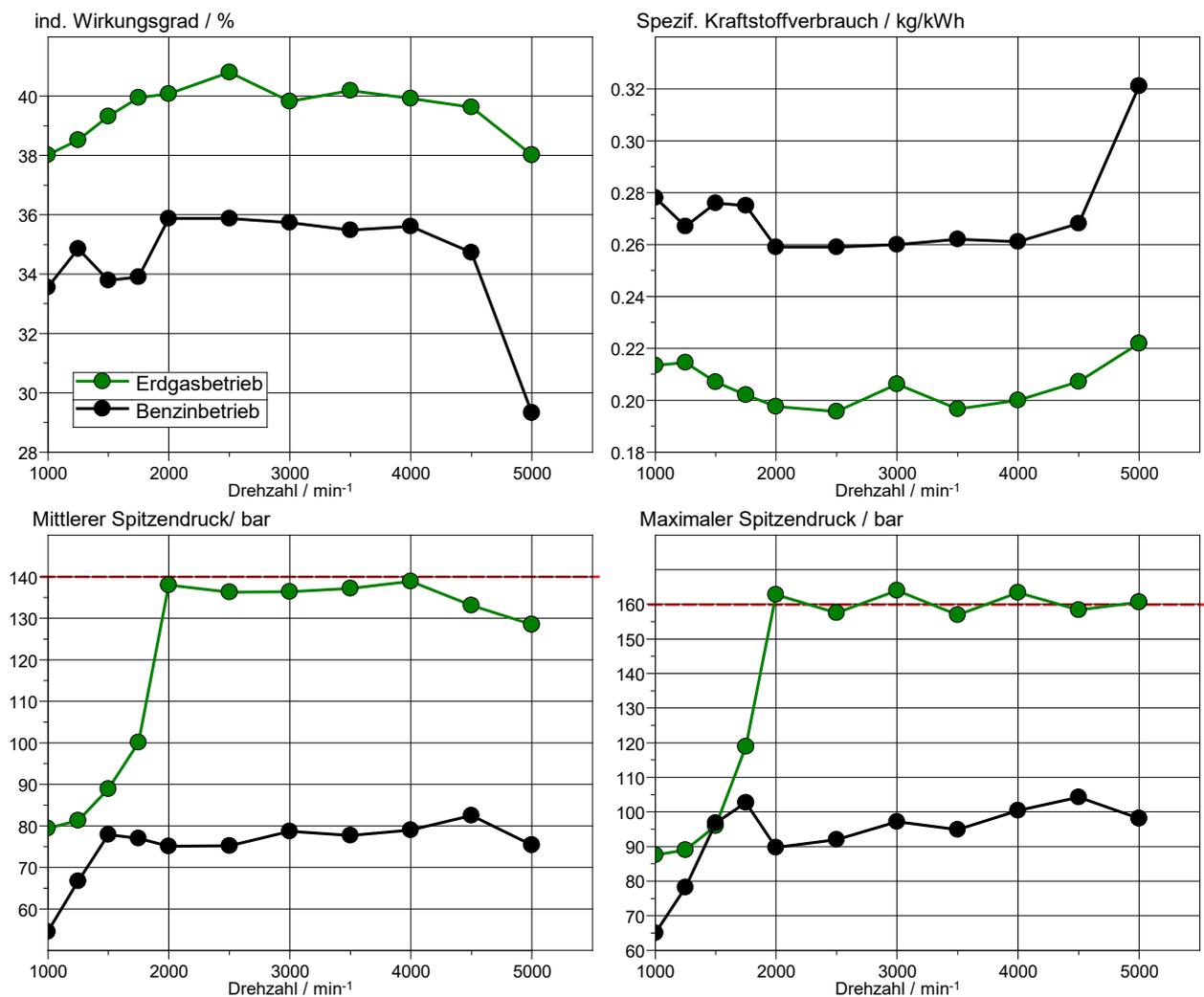


Abbildung 49: Indizierter Wirkungsgrad, spezifischer Kraftstoffverbrauch, mittlerer und maximaler Spitzendruck im Vergleich der Vollastkurven im Benzin- und CNG-Betrieb

Die kraftstoffspezifischen Eigenschaften, die Hardwarekomponenten und die gewählte Kalibrierung haben direkte Auswirkungen auf die Rohemissionen. Deren Größenordnung für den Vollast-Betrieb ist in **Abbildung 50** über die Drehzahl angetragen. Auf einen Vergleich

des Low-End-Torque wird aufgrund des Scavengings verzichtet. Die unverbrannten Kohlenwasserstoffe und NO_x -Emissionen sind innerhalb des untersuchten Drehzahlbereiches bei der CNG-Anwendung höher als im Benzinbetrieb. Die NO_x -Emissionen sind auf die höheren Temperaturen über einen längeren Zeitraum im Brennraum durch die frühere Zündung zurückzuführen. Negativ auf die HC-Emissionen wirkt sich das ungünstige Oberflächen-Volumen-Verhältnis durch das erhöhte Verdichtungsverhältnis aus. Weiterhin ist die Kolbenform nicht hinsichtlich der Zylinderinnenströmung optimiert worden und kann so negativ auf die Homogenisierung und die Flammenausbreitung wirken. Nicht-Methan-Kohlenwasserstoffe sind kraftstoffbedingt deutlich geringer. Der größte Emissionsanstieg bei Benzin zeigt sich im Bereich der Anfettung, vor allem bei HC- und CO-Emissionen.

Die ermittelten Ergebnisse hinsichtlich der betrachteten Messgrößen im CNG-Betrieb werden als Referenz für die im folgenden Abschnitt dargelegten Untersuchungen mit Einsatz der Hochdruck-AGR und dessen Einfluss verwendet.

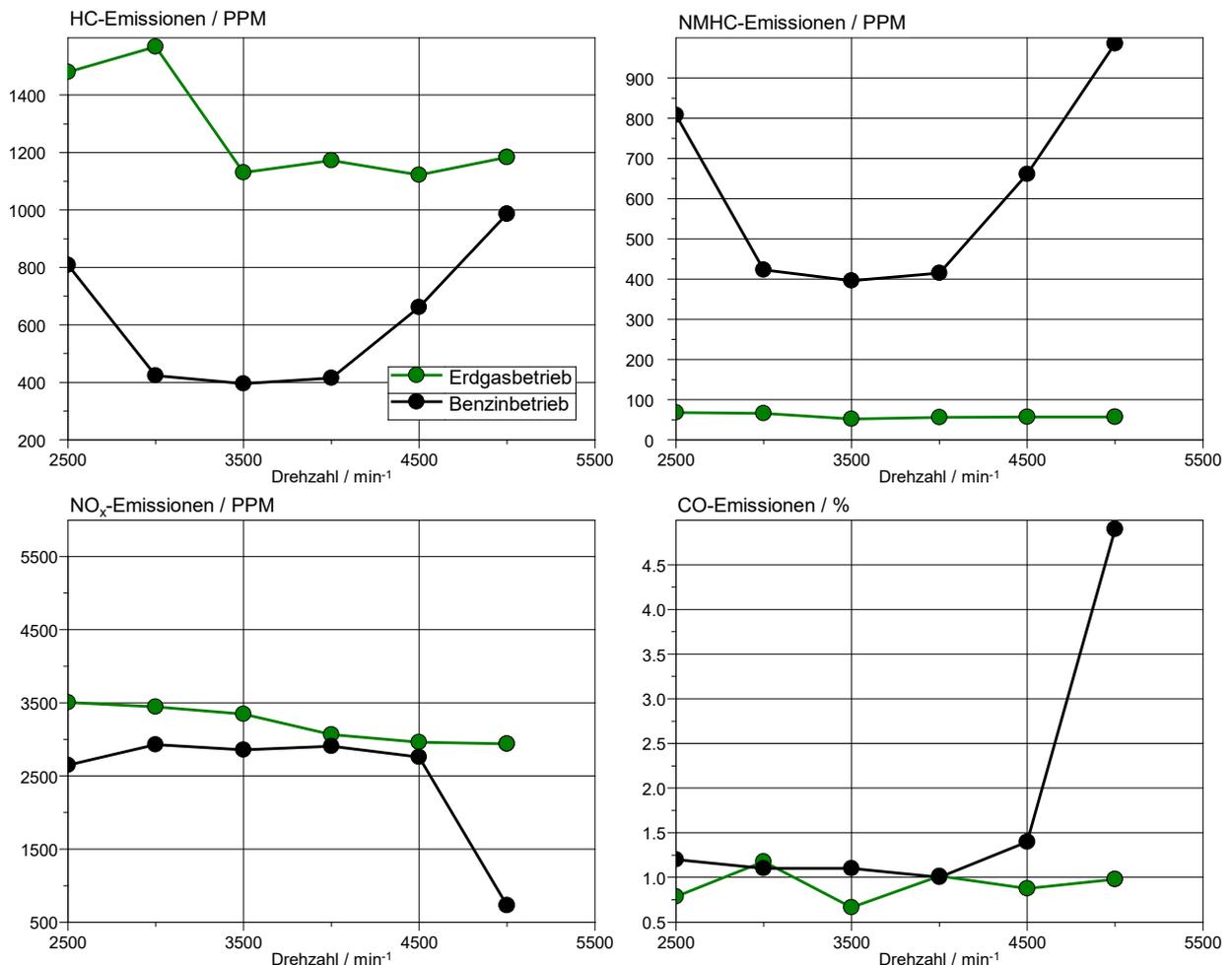


Abbildung 50: Rohemissionen im Vergleich von Benzin- zu CNG-Betrieb

6.4 Kalibrierung und Optimierung der Vollastkurve mit Hochlast-Abgasrückführung

Der Gebrauch der Hochlast-AGR soll durch das inerte Gas, über die verringerte Verbrennungstemperatur und verlängerte Brenndauer, den Zylinderdruck senken und weiterhin eine Optimierung der Vollastkurve in Hinblick auf den Wirkungsgrad ohne Schwerpunktverlagerung nach hinten ermöglichen.

Die Zuführung und Kühlung des Abgases erfolgen über die Hochdruck-AGR-Strecke. Hierbei wird das Abgas auf 90 °C gekühlt, um eine übermäßige Kondensation innerhalb des AGR-Kühlers zu verhindern. Der Ladeluftkühler wird entsprechend geregelt, um eine Mischungstemperatur der Ladeluft von 40 °C vor den Einlasskanälen zu erreichen. Die in Kapitel 6.2 optimierten, betriebspunktspezifischen Ventilsteuerzeiten sowie der angepasste Einblasbeginn werden auch bei dem Hochlast-AGR-Einsatz beibehalten.

Grundvoraussetzung für den Gebrauch der Hochlast-AGR ist, dass kein Drehmoment- bzw. Leistungsdefizit entstehen darf. In Verbindung mit dem benötigten Druckgefälle zwischen Einlass- und Auslassseite ergibt sich, dass erst ab einer bestimmten Drehzahl höhere AGR-Raten applizierbar sind. Im niedrigen Drehzahlbereich, dem Low-End-Torque bis 2000 min⁻¹ kann die Hochlast-AGR, wie in Kapitel 4.4 beschrieben, nicht sinnvoll eingesetzt werden. Somit wird dieser Teil des Drehzahlbandes für die folgenden Betrachtungen nicht berücksichtigt.

Die Ergebnisse der Motorversuche bei 22,5 bar indiziertem Mitteldruck werden in den **Abbildung 51** bis **Abbildung 53** dargestellt und zeigen, dass eine AGR-Rate von über 5 % bereits ab 2500 min⁻¹ möglich ist. Dies übersteigt die Annahme aus den Vorbetrachtungen der 0D/1D-Simulation, dass eine AGR-Rate von 5 % erst ab 3000 min⁻¹ realisierbar ist. Mit steigender Drehzahl sind zunehmende AGR-Raten möglich. Die simulierten AGR-Raten von bis zu 25 % werden jedoch nicht erreicht. Dieser Umstand ist nicht auf ein fehlendes Druckgefälle oder unzureichenden Ladedruck zurückzuführen, sondern zum einen auf die Restgasverträglichkeit des Motors und zum anderen auf die applizierte Schwerpunktlage. Diese musste aufgrund des steigenden maximalen Zylinderdrucks in Richtung spät verschoben werden. Dieses Zusammenspiel aus Restgasunverträglichkeit und späterer Schwerpunktlage führte zu einem steigenden cov-Wert mit steigender AGR-Rate. Folglich kam es im weiteren Verlauf der Untersuchungen zu einem vermehrten Auftreten von Zündaussetzern, sodass die Versuche bei den höheren AGR-Raten abgebrochen werden mussten, um Schäden am Aggregat zu vermeiden.

Der Grenzwert der Varianz des indizierten Mitteldrucks von 3 % kann bis zu einer AGR-Rate von 10 % und 4500 min⁻¹ gehalten werden. Bei höheren AGR-Raten kann keine ausreichende Laufruhe erreicht werden. Trotz der Grenzwertüberschreitung werden diese Messdaten

betrachtet. Ausgenommen sind höhere Werte für den Variationskoeffizienten cov von über 6. Hier kam es vermehrt zu Zündaussetzern, weshalb eine sinnvolle Betrachtung nicht möglich ist. Die **Tabelle 12** gibt eine Zusammenfassung der cov -Werte über das Drehzahlband und AGR-Raten.

Tabelle 12: Zusammenfassung der cov -Werte der Abgasrückführraten bei IMEP = 22,5 bar

Drehzahl / min^{-1} :	2500	3000	3500	4000	4500	5000
0 % AGR	1,6	2,13	2,02	1,89	2,16	3,34
5 % AGR	2,28	2,63	2,2	1,98	2,43	4,84
10 % AGR	-	-	2,79	3,31	3,73	>6
15 % AGR	-	-	>6	>6	>6	>6

Das zurückgeführte Abgas verdrängt einen Teil der Ladeluft und senkt die O_2 -Konzentration. Um diesen Effekt zu kompensieren und die erforderliche Luftmasse für den stöchiometrischen Betrieb bereitzustellen, muss der Ladedruck entsprechend angehoben werden. Dies erfolgt über das weitere Schließen des Wastegates. Demnach nimmt der Massenstrom durch den Motor infolge der AGR-Anwendung zu. Somit steigen der Abgasgegendruck und die Ladungswechselverluste. Die Messergebnisse in **Abbildung 51** zeigen, dass bei einem indizierten Mitteldruck von ca. 22,5 bar eine optimale Schwerpunktlage von ca. 8 °KW n.ZOT nicht erreicht werden konnte. Die mechanische Beschränkung des maximalen Spitzendrucks von 160 bar stellt hierbei den ausschlaggebenden Grenzwert dar. Bei der Zuführung von Abgas musste die Schwerpunktlage, aufgrund des steigenden maximalen Spitzendrucks, weiter in Richtung spät verschoben werden. Die thermodynamische Analyse in Kapitel 7.1 zeigt, dass der Inertgas-Anteil, aufgrund der höheren Wärmekapazität, zu geringeren Verbrennungstemperaturen und somit zu einem größeren Brennverzug und einer langsameren Verbrennung führt. Durch die langsamere Verbrennung konnte der Zündwinkel in Richtung früh verschoben werden, auch wenn dadurch die Schwerpunktlage leicht in Richtung spät verschoben wurde. Die mittleren und maximalen Spitzendrücke können infolge des veränderten Brennverlaufs, trotz früherem Zündzeitpunkt, auf einem ähnlichen Niveau gehalten werden. Es lässt sich jedoch festhalten, dass es zu keiner Spitzendruckabsenkung infolge der Hochlast-AGR kommt. Der Einfluss der Druckerhöhung der zusätzlichen inerten Abgasmasse ist gegenüber den verringerten Verbrennungstemperaturen und der Brennverlaufsbeeinflussung dominant (siehe **Abbildung 52**).

Infolge der Einhaltung von Spitzendruckgrenzen muss die Schwerpunktlage in Richtung spät verschoben werden. Dieses Ergebnis konnte auch in der 0D/1D-Simulation (vgl. Kapitel 4.5) dargestellt werden.

Trotz der Verschiebung der Schwerpunktlage infolge der Spitzendruckgrenze in Richtung spät zeigt eine AGR-Rate von 5 % einen positiven Effekt auf den indizierten Wirkungsgrad zwischen den Drehzahlen von 2500 – 4500 min⁻¹. Hierbei wirken sich die niedrigeren Brennraumtemperaturen positiv auf die Wandwärmeverluste aus. Ab einer Drehzahl von 4500 min⁻¹ verliert die Abgasrückführung ihren Wirkungsgradgewinn. Zum einen wird die Verbrennung instabiler, zu sehen in dem höheren cov-Wert, und zum anderen steigen die Strömungsverluste infolge der höheren AGR-Raten.

Die Hinzugabe der gekühlten Hochlast-AGR kann den steigenden Verbrennungs- und Abgastemperaturen sowie einer höheren NO_x-Bildung im Abgas bei hoher Last entgegenwirken. Der Effekt der Temperatursenkung kommt mit steigender AGR-Rate verstärkt zum Tragen.

Prüfstandmessungen am Mehrzylindermotor

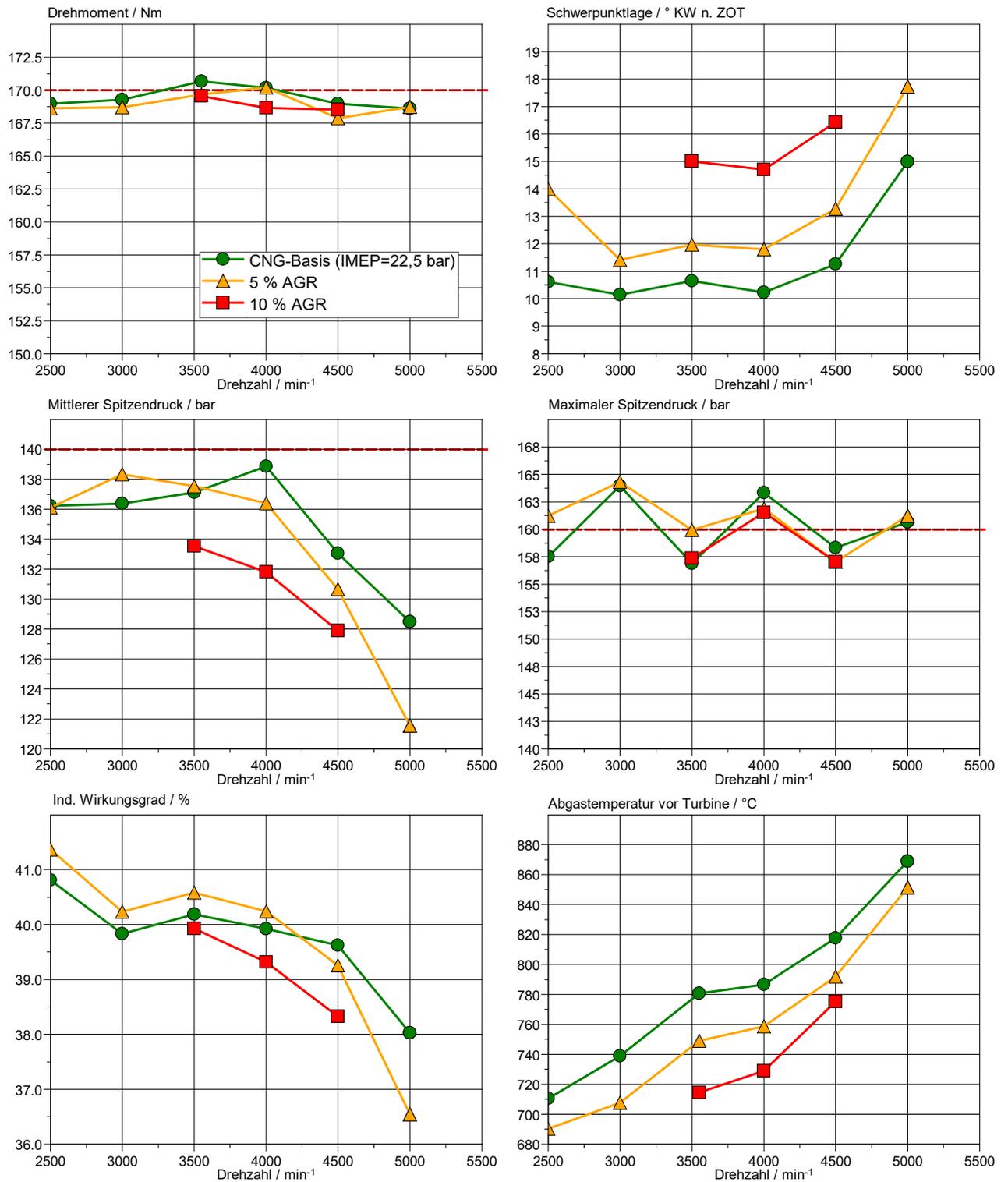


Abbildung 51: Auswirkungen der Hochlast-Abgasrückführung bei IMEP = 22,5 bar auf Schwerpunktlage, mittlerer und maximaler Spitzendruck, indizierter Wirkungsgrad und Abgastemperaturen vor Turbine

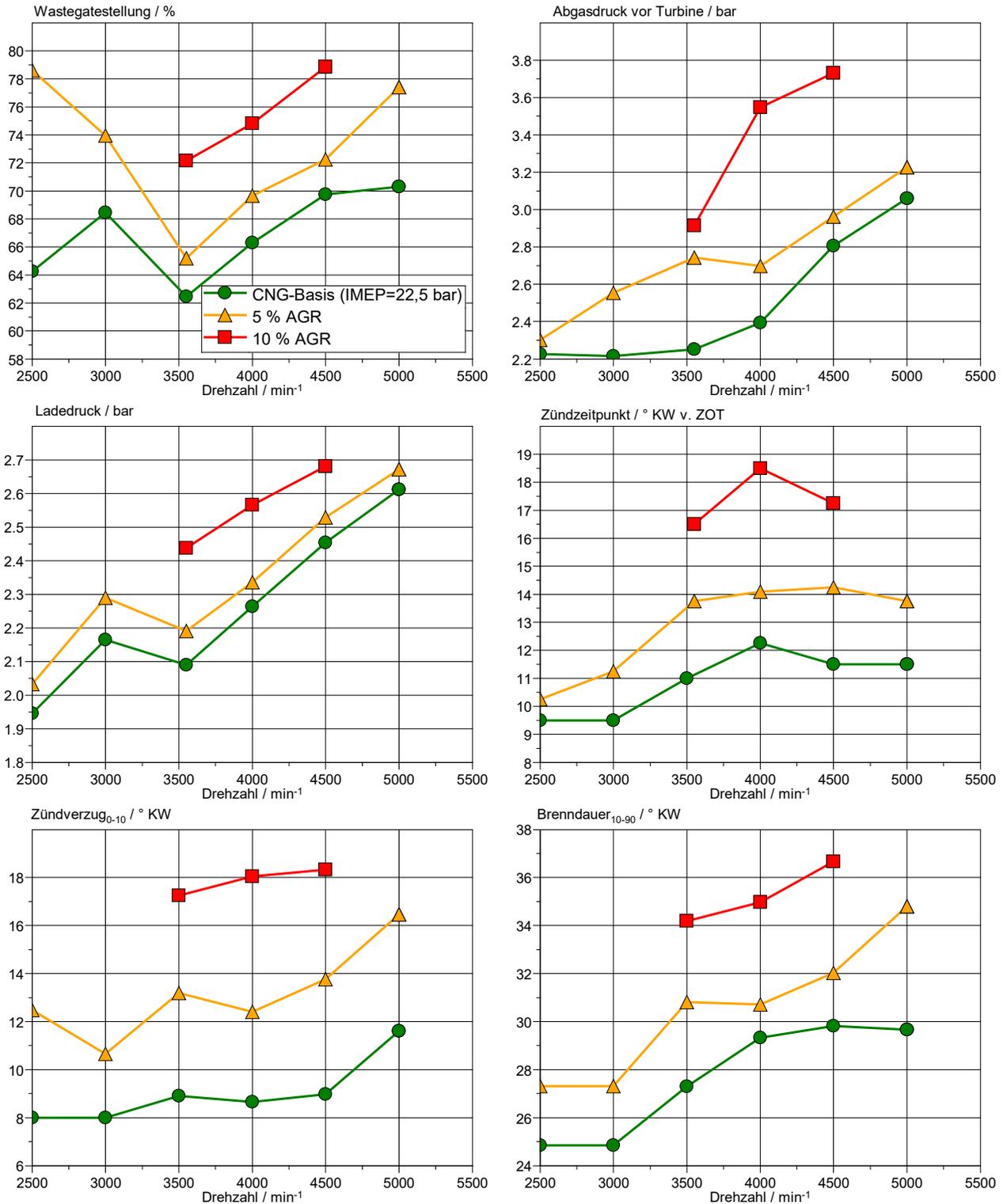


Abbildung 52: Auswirkungen der Hochlast-Abgasrückführung bei IMEP = 22,5 bar auf Wastegatestellung, Abgasgedruck, Ladedruck, Zündverzögerung und Brenndauer

Zuletzt werden die wichtigsten Abgasbestandteile des Rohabgases in der folgenden **Abbildung 53** näher betrachtet. Dabei kann ein grundsätzlicher Anstieg der HC- bzw. CH₄- Emissionen im Zuge der Abgasrückführung zum Verbrennungsprozess festgestellt

werden. Dieses Ergebnis geht hauptsächlich auf die Abmagerung durch Abgasrückführung zurück. Die verringerte Brenngeschwindigkeit und -temperatur bewirken eine Verschiebung des Trade-Offs in Richtung höherer HC- und Formaldehyd-Emissionen (HCHO). Dementsprechend verhalten sich auch die CO-Emissionen. Auf die NO_x-Emissionen wirken sich die Abmagerung und verminderten Verbrennungstemperaturen hingegen emissionsreduzierend aus. Zusammenfassend stellt die **Tabelle 13** den Einfluss der Abgasrückführung zur Emissionierung dar.

Tabelle 13: Änderung der Rohemissionen infolge der Hochlast-Abgasrückführung bei IMEP = 22,5 bar

	$\Delta\text{NO}_x / \%$	$\Delta\text{HC} / \%$	$\Delta\text{CO} / \%$	$\Delta\text{HCHO} / \%$
5 % AGR	-36 – -14	12 – 45	2 – 10	7 – 35
10 % AGR	-48 – -39	50 – 79	-13 – 25	42 – 70

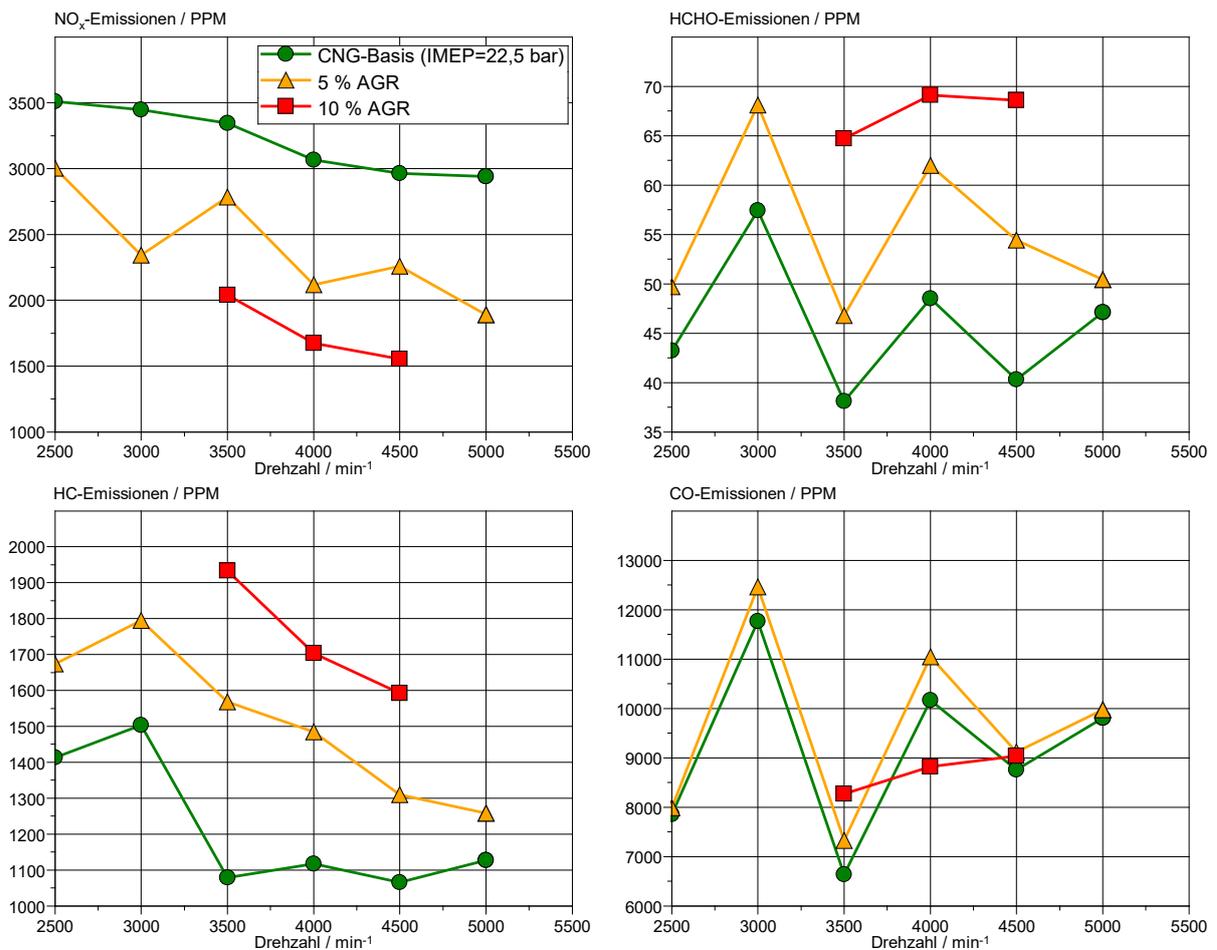


Abbildung 53: Auswirkungen der Hochlast-Abgasrückführung bei IMEP = 22,5 bar auf die NO_x-, HC-, HCHO- und CO-Rohgasemissionen

6.5 Motormessungen mit Hochlast-Abgasrückführung bei 70 % Last

Die Untersuchungen der Hochlast-AGR bei einem $IMEP = 22,5 \text{ bar}$ haben gezeigt, dass bei so hohen Lasten keine ideale Schwerpunktlage infolge der Spitzendruckgrenze von 160 bar appliziert werden kann. Bei zusätzlicher AGR-Masse im Zylinder muss die Schwerpunktlage in Richtung spät verschoben werden. Dieser Umstand erschwert eine Potenzialabschätzung für Aggregate mit höheren Spitzendruckgrenzen enorm. Bei gleichbleibender Schwerpunktlage mit AGR-Zuführung könnte sich der Wirkungsgradgewinn jedoch weiter erhöhen.

Um diese Potentiale abschätzen zu können, werden die Hochlast-AGR-Untersuchungen in Betriebspunkten, hier 70 % der Vollast bei $IMEP = 16 \text{ bar}$, wiederholt. In diesem Lastbereich stellt die Spitzendruckgrenze von 160 bar keine Begrenzung mehr dar.

Die wichtigsten Ergebnisse sind in **Abbildung 54** bis **Abbildung 56** dargestellt. Der neue Freiheitsgrad erlaubt es die Applikation der Schwerpunktlage in allen Betriebspunkten konstant um $8^\circ \text{ KW n. ZOT}$ zu halten. Die Ergebnisse weisen die gleichen Trends auf, welche sich auch in dieser Form bei den Vollastuntersuchungen gezeigt haben. Eine Ausnahme bildet der Einfluss geringer AGR Raten auf die Laufruhe. Nach **Tabelle 14** zeigt sich bei der Hinzugabe von 5 % AGR keine klare Erhöhung des cov-Wertes. Dies deutet darauf hin, dass der Abfall der Laufruhe auf die Schwerpunktverlagerung bei den Vollastuntersuchungen zurückzuführen ist. Erst ab 10 % AGR nimmt die Laufunruhe zu, bis sie bei 15 % zu ersten Zündaussetzern führt.

Tabelle 14: Zusammenfassung der cov-Werte der Abgasrückführraten bei $IMEP = 16 \text{ bar}$

Drehzahl / min^{-1} :	2500	3000	3500	4000	4500	5000
0 % AGR	1,2	1,5	1,4	1,4	1,6	2,5
5 % AGR	1,3	1,4	1,5	1,7	1,4	2
10 % AGR			1,8	1,9	2,3	2,6
15 % AGR			>6	2,7	3,5	>6
20 % AGR				>6	>6	>6

Die Ergebnisse in **Abbildung 54** untermauern die Ergebnisse aus den Vollastuntersuchungen. Aufgrund der zusätzlichen Inertgasmasse erhöht sich der mittlere Spitzendruck bei gleichbleibender Last und Schwerpunktlage leicht, während der maximale Spitzendruck deutlich steigt. Infolge der gleichbleibenden Schwerpunktlage hat die Hochlast-AGR einen positiven Einfluss auf den indizierten Wirkungsgrad bis 10 % AGR. Darüber hinaus

sinkt der Wirkungsgrad. Die Abgastemperaturen sinken dabei mit zugeführter AGR-Rate annähernd linear. Eine genauere Betrachtung erfolgt in Kapitel 7.2.

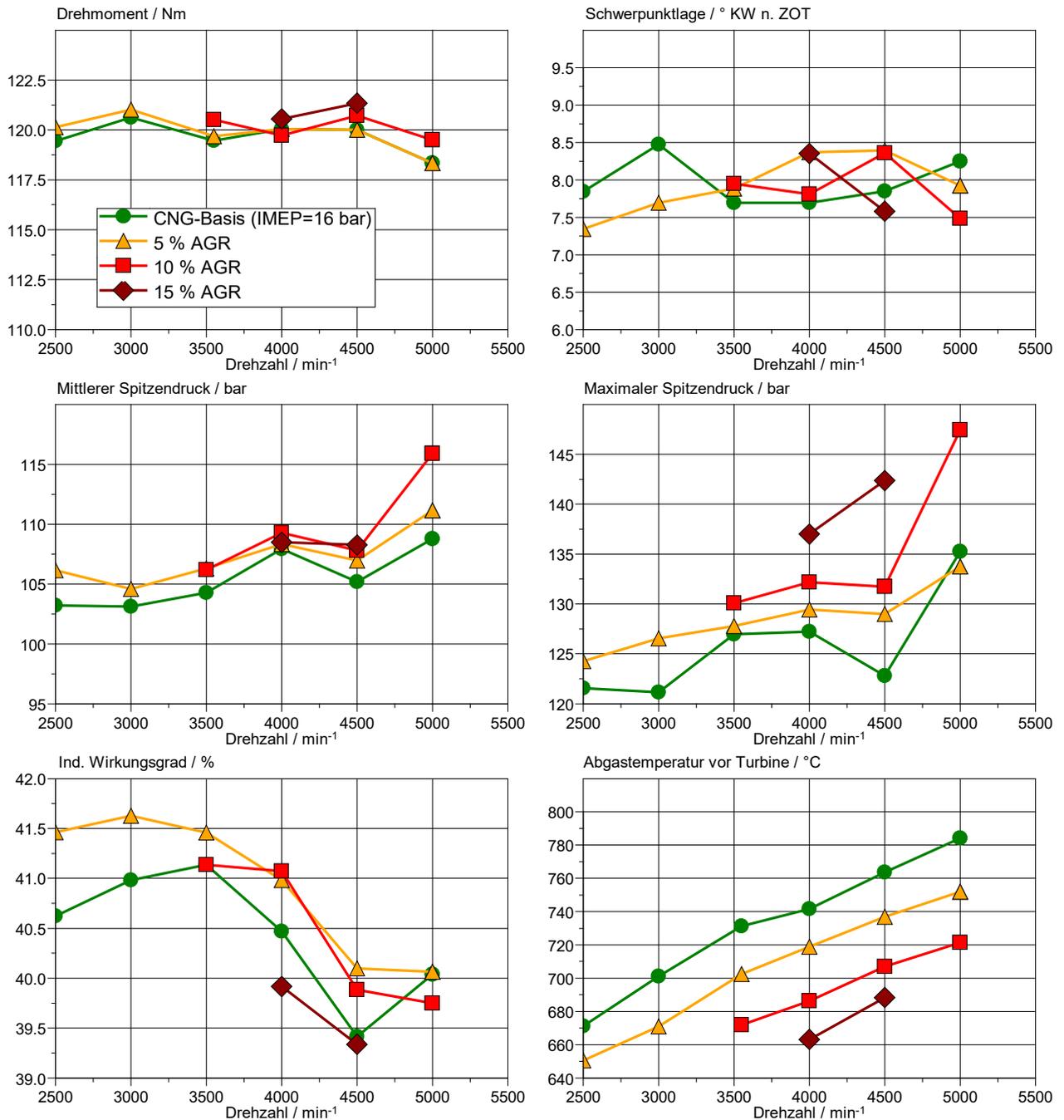


Abbildung 54: Auswirkungen der Hochlast-Abgasrückführung bei IMEP = 16 bar auf Schwerpunktlage, mittlerer und maximaler Spitzendruck, indizierter Wirkungsgrad und Abgastemperaturen vor Turbine

Mit der AGR-Ratenerhöhung nimmt der Abgasgegendruck infolge des höheren Massenstroms und der Ladedruckerzeugung über den Abgasturbolader zu. Zündverzug und Brenndauer steigen stark an, sodass der Zündzeitpunkt weit in Richtung früh verschoben werden muss, um dieselbe Schwerpunktlage einzuhalten (vgl. **Abbildung 55**).

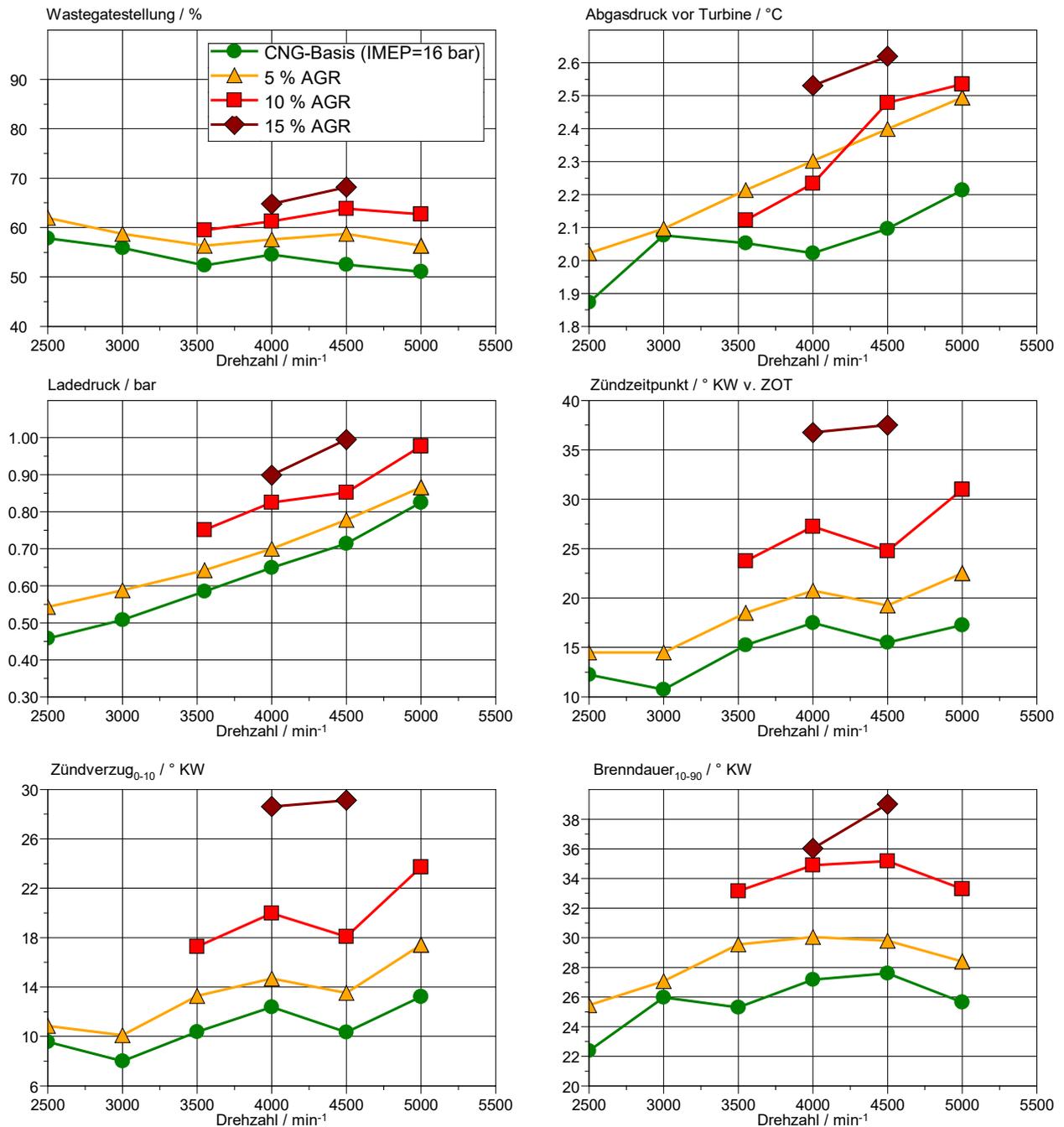


Abbildung 55: Auswirkungen der Hochlast-Abgasrückführung bei IMEP = 16 bar auf Wastegate, Abgasgedruck, Ladedruck, Zündverzögerung und Brenndauer

Besonders vorteilhaft stellt sich die Absenkung der NO_x-Emissionen durch den Einsatz der Hochlast-AGR dar. Auch zeigen die Messdaten eine Absenkung der CO-Emissionen. Dieser Effekt tritt nicht während der Untersuchungen bei 22,5 bar indizierten Mitteldruck auf. Die Zusammenhänge, die zu diesem Verhalten führen, sind komplex. Mögliche Gründe sind eine bessere Homogenisierung, massebezogen mehr Zeit für die Verbrennung bei verringerten IMEP und eine Lambdawert-Abweichung durch Querempfindlichkeit der Lambdasonde. Die Vorteile verringerter NO_x- und CO-Emissionen entstehen jedoch auf Kosten anderer Emissionen. Über das Drehzahlband können die Veränderungen in den Rohemissionen zur

Basis in **Tabelle 15** festgestellt werden. Als Diagramm sind die Rohemissionen über das Drehzahlband in **Abbildung 56** dargestellt.

Tabelle 15: Änderung der Rohemissionen infolge der Hochlast-Abgasrückführung bei IMEP = 16 bar

	ΔNO_x / %	ΔHC / %	ΔCO / %	ΔHCHO / %
5 % AGR	-26 – -12	7 – 30	-10 – 2	4 – 28
10 % AGR	-29 – -51	37 – 47	-15 – -6	26 – 35
15 % AGR	~ -58	56 – 87	~ - 10	37 – 60

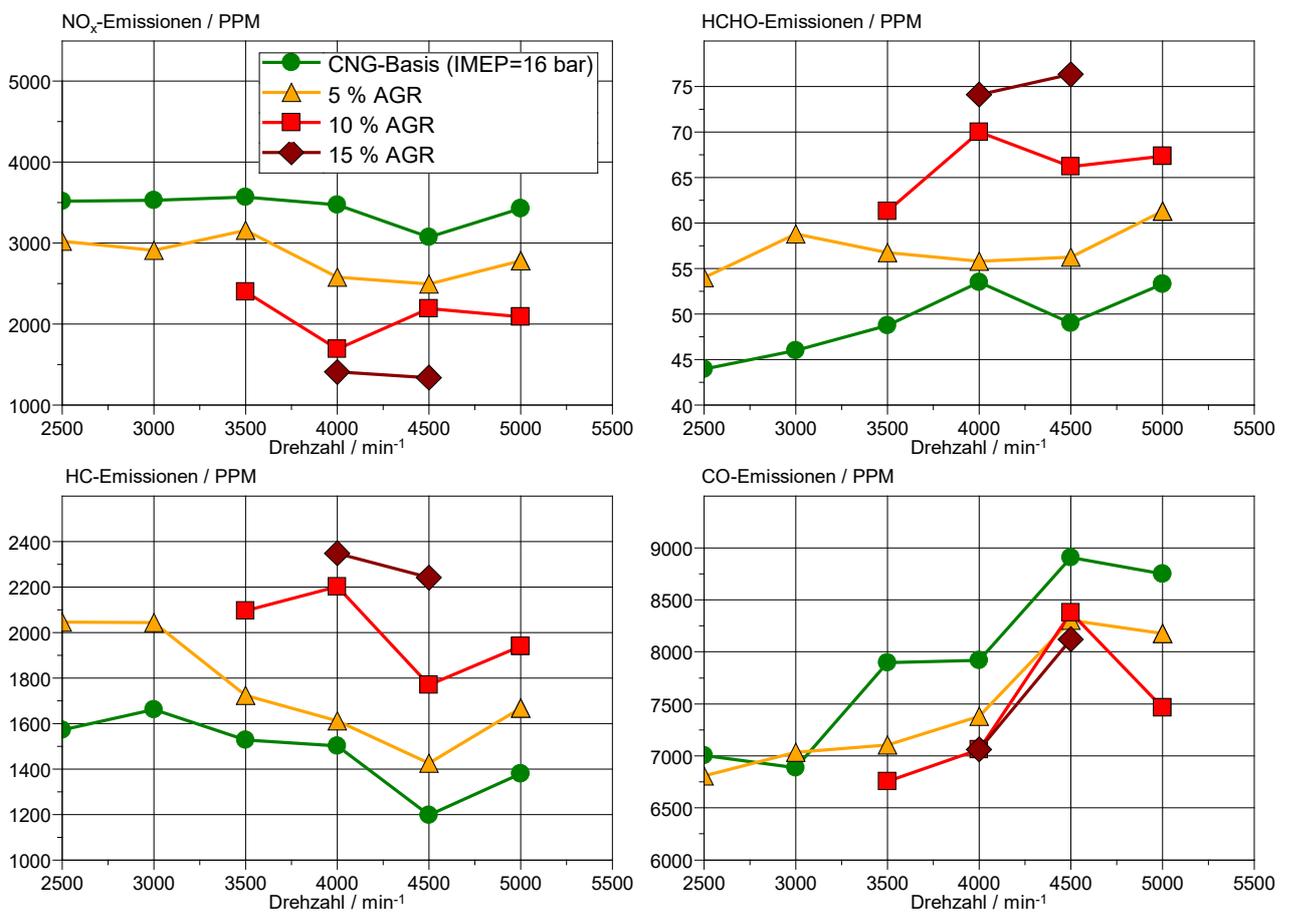


Abbildung 56: Auswirkungen der Hochlast-Abgasrückführung bei IMEP = 16 bar auf die NO_x-, HC-, HCHO- und CO-Rohgasemissionen

6.6 Katalysator-Heizbetrieb

Um der erhöhten Light-Off-Temperatur von Methan im Katalysator Rechnung zu tragen, werden folgend grundlegende Parameter wie Einblasbeginn, Steuerzeiten und Zündzeitpunkt im Katalysator-Heizbetrieb variiert. Als Betriebspunkt dient 1500 min^{-1} bei $IMEP = 3 \text{ bar}$. Im Anhang befinden sich die festen Parameter für die Untersuchungen des Katalysator- Heizbetriebs.

Abbildung 57 zeigt auf der X-Achse die Einlassnockenwellen- und auf der Y-Achse die Auslassnockenwellenverstellung. Mit steigendem Wert steigt auch die Überschneidung. Bei zu hoher Ventilüberschneidung kommt es zu Fehlzündungen, hier als weißer Bereich kenntlich gemacht. Dies zeigt sich auch in der Zunahme des cov-Wertes bei zunehmender Überschneidung. Die Abgastemperatur ändert sich vor allem über die Änderung der Auslassventil-Phasenverschiebung. Mit verkürzter Expansionszeit nimmt die anteilig geleistete Arbeit am Kolben ab und die Abgasenthalpie steigt.

Die Ergebnisse der Variation über den Einblasbeginn und den Zündzeitpunkt befinden sich im **Anhang**.

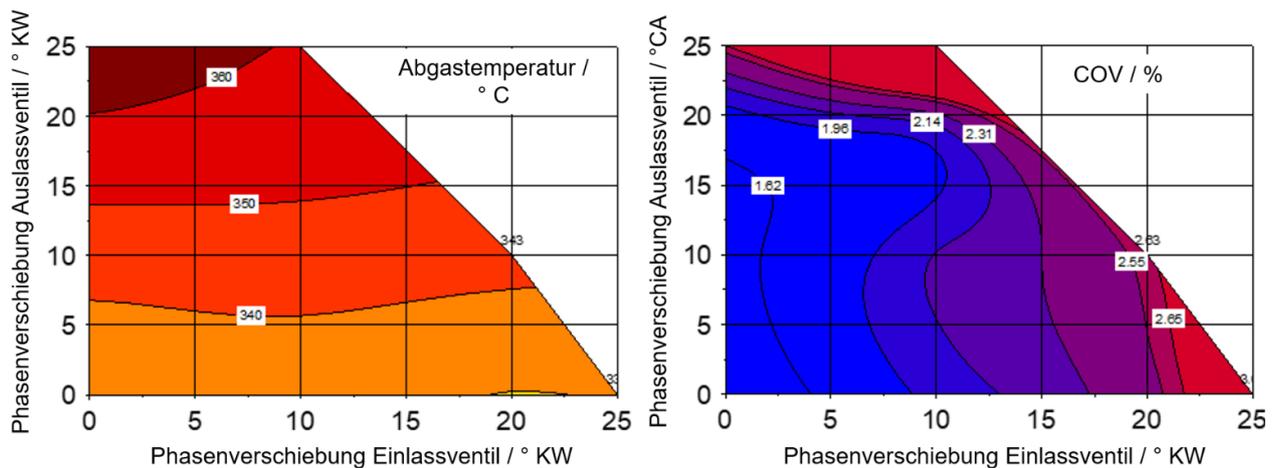


Abbildung 57: Abgastemperatur und cov-Wert über Steuerzeiten bei $IMEP = 3 \text{ bar}$

7 Auswertung der Prüfstandergebnisse

Abbildung 58 fasst die vorgenommenen Untersuchungen und Kalibrierungen innerhalb des untersuchten Kennfeldes zusammen. Der Low-End-Torque-Bereich ist bis 2000 min^{-1} dargestellt und zeigt sowohl die Drehmomentvorgabe aus dem Benzinbetrieb als auch die Erdgasanwendung mit unterschiedlichen Schwerpunktlagen und Ventilüberschneidungen. Deutlich werden die Auswirkungen der Betriebsgrenzen auf die Kalibrierung, so kann die Schwerpunktlage von 8°KW n.ZOT bei 160 Nm unter Einhaltung der maximalen Spitzendruckgrenze nicht gehalten werden. Der Zündwinkel muss in Richtung spät verschoben werden, um den Spitzendruck zu senken. Bei höheren Drehzahlen kommt die Abgastemperatur als kritischer Faktor hinzu.

Die Ausprägung bzw. Lage der Grenzen verschiebt sich infolge der Abgasrückführung. Dies kann der Abbildung quantitativ entnommen werden.

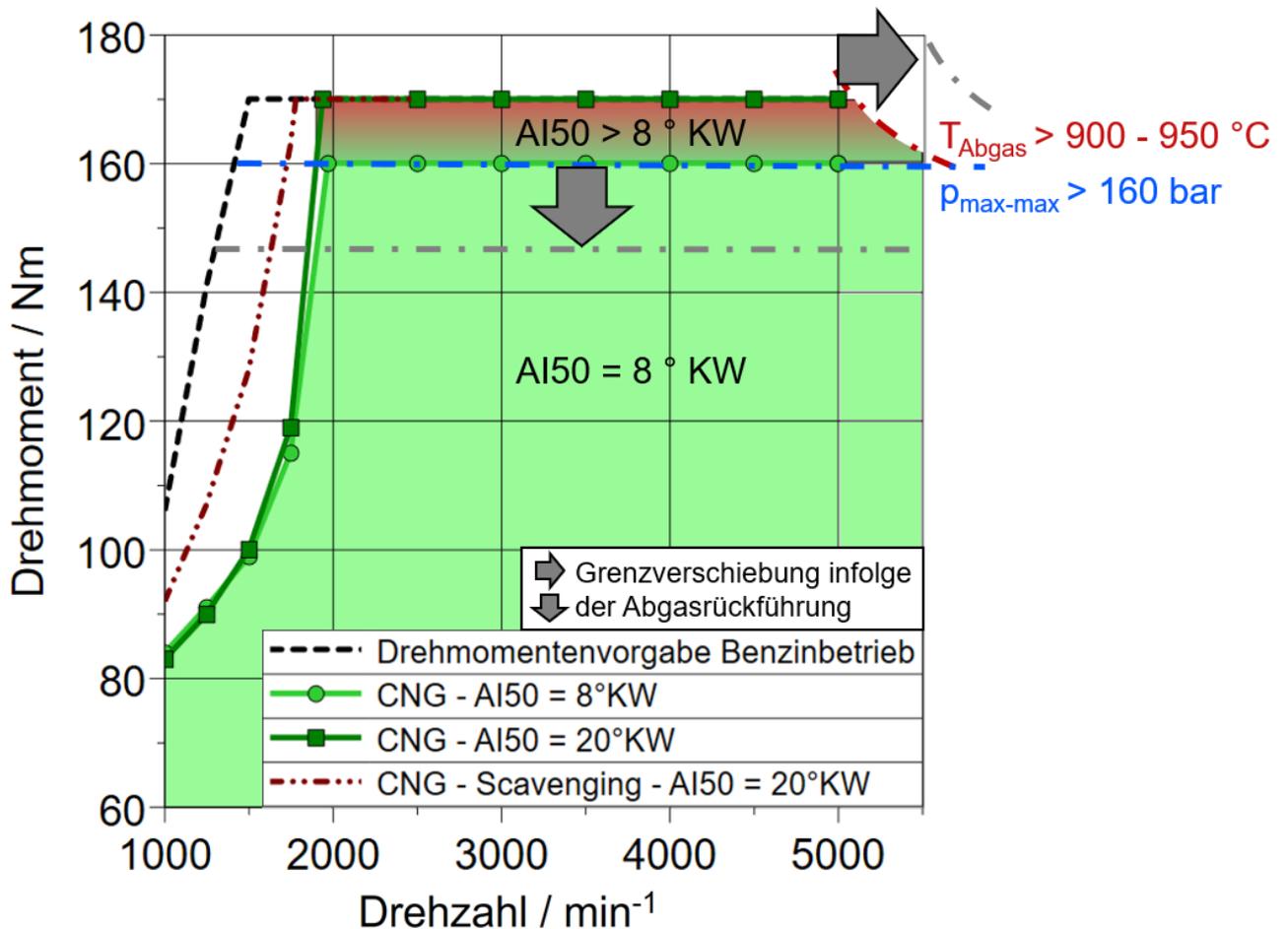


Abbildung 58: Auslegung des Kennfeldes auf Basis der Betriebsgrenzen und deren Verschiebung infolge von Abgasrückführung

7.1 Auswirkung der Hochlast-Abgasrückführung ohne Spitzendruckbegrenzung

In diesem Kapitel werden die Zylinderdruckdaten ausgewertet und darauf aufbauend eine Brennverlaufsanalyse durchgeführt. Zur thermodynamischen Auswertung wurde das Simulationstool *GT-Suite* verwendet. Auf eine genauere Brennverlaufsanalyse bei 22,5 bar indiziertem Mitteldruck wird verzichtet, da der Quereinfluss durch die verschobene Schwerpunktlage nicht eingeschätzt werden kann und somit eine separate Betrachtung des Abgasrückführungseinflusses erschwert wird. Stellvertretend für das Drehzahlband wird der Lastpunkt bei 16 bar indiziertem Mitteldruck und 4000 min^{-1} betrachtet. Die Lastreduzierung ermöglicht es, den Einfluss der Hochlast-AGR bei gleicher Schwerpunktlage zu untersuchen, wie in **Abbildung 59** darstellt. Die Abbildung zeigt den Zeitpunkt der Zündung und der Energieumsätze bei 10, 50 und 90 % über die Abgasrückführungsrate bis 15 %.

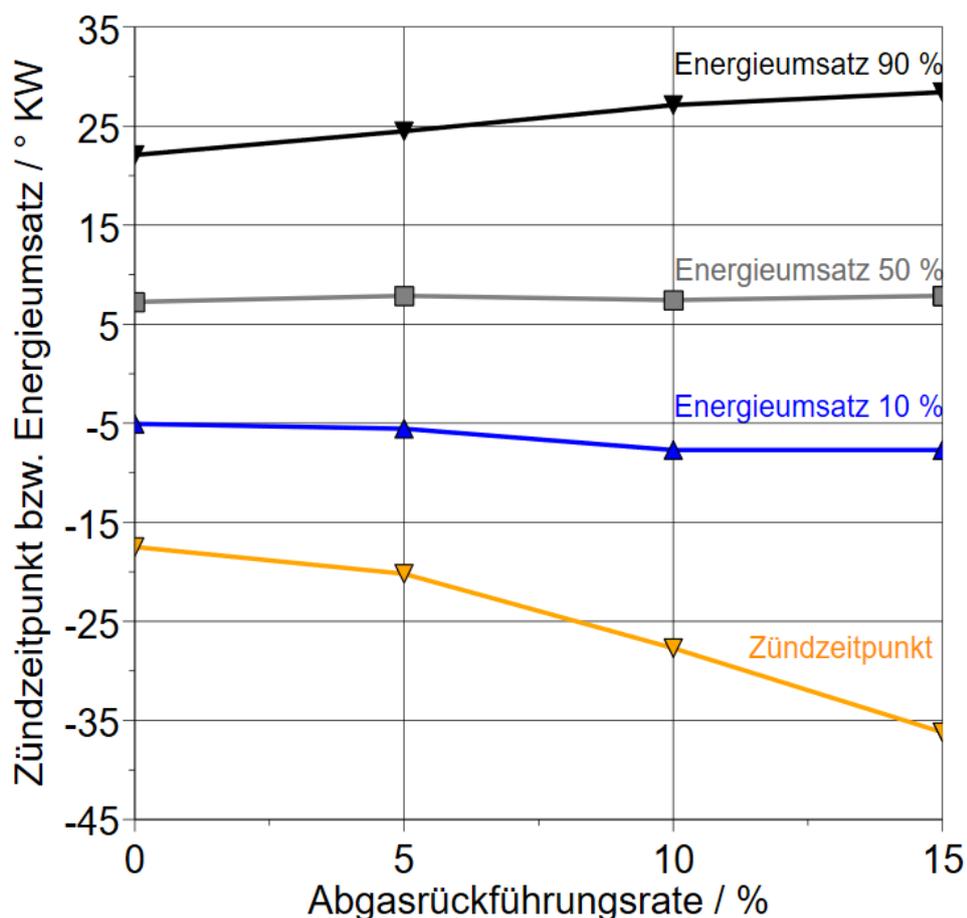


Abbildung 59: Zündzeitpunkt bzw. Energieumsatz in °KW über der Abgasrückführrate bei IMEP = 16 bar und 4000 min^{-1}

Aufgrund der hohen Klopfestigkeit von Erdgas kann die Schwerpunktlage optimal gehalten werden. In dieser Hinsicht verbessert bzw. verschlechtert die Erhöhung der Abgasrückführungsrate die Effizienz des Hochdruckzyklus nicht. Der steigende Inertgasanteil führt jedoch zu einer Erhöhung der Brenndauer und des Zündverzugs, daher

muss der Zündzeitpunkt entsprechend angepasst werden. Dieser Zusammenhang ist in der **Abbildung 59** ersichtlich. Der *cov*-Wert als Maß für die Verbrennungsstabilität steigt infolge der Abgasrückführung ebenfalls an. Unter Berücksichtigung all dieser Nachteile besteht jedoch ein wichtiger thermodynamischer Vorteil einer hohen AGR-Rate während der Verbrennung, die geringeren Wandwärmeverluste. Diese reduzieren sich mit der Brennraumtemperatur, die infolge der höheren spezifischen Wärmekapazität des Inertgases reduziert wird. **Abbildung 60** zeigt diesen Brennraumtemperaturabfall beispielhaft für 0 % zu 15 % AGR bei $IMEP = 16 \text{ bar}$ und 4000 min^{-1} . Die maximale Brennraumtemperatur wird um über 250 K gesenkt und bleibt im weiteren Verlauf der Expansion ca. 100 K geringer. Die Stickoxidemissionen konnten hierdurch um ca. 60 % gesenkt werden. Der Emissions-Trade-off blieb bestehen, was zu erhöhten Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen führte.

Trotz der Reduzierung der Brennraumtemperaturen und der Brennverlaufsformung infolge der Abgasrückführung steigt der Zylinderdruck an. Der Einfluss der erhöhten Brennraummasse ist gegenüber den anderen Einflüssen dominant. Dies zeigt sich auch in der Zylinderdruckerhöhung von 30 bar auf 37 bar zum Zeitpunkt $20^\circ \text{KW v. ZOT}$.

Die Hochlast-AGR kann insgesamt vorteilhaft für den indizierten Wirkungsgrad und die Emissionierung sein. Jedoch kann es aufgrund des erhöhten Ladedrucks und frühen Zeitpunktes bei plötzlichem Ausfall des AGR-Ventils (zum Beispiel durch Abriss der Unterdruckleitung) zu fatalen Schäden am Aggregat kommen. Um dies frühzeitig zu erkennen, kann die AGR-Konzentration im Saugrohr gemessen und bei zu hohen Gradienten gleichzeitig das Wastegate geöffnet und der Zündzeitpunkt nach hinten verschoben werden. Eine weitere Möglichkeit kann die körperschallbasierte Zylinderdruckmessung sein, um kritische Verbrennungszustände schnell zu erkennen. Dass diese Art der Prozessführung möglich ist, untermauern schon die Untersuchungen von SCHNEIDER [74].

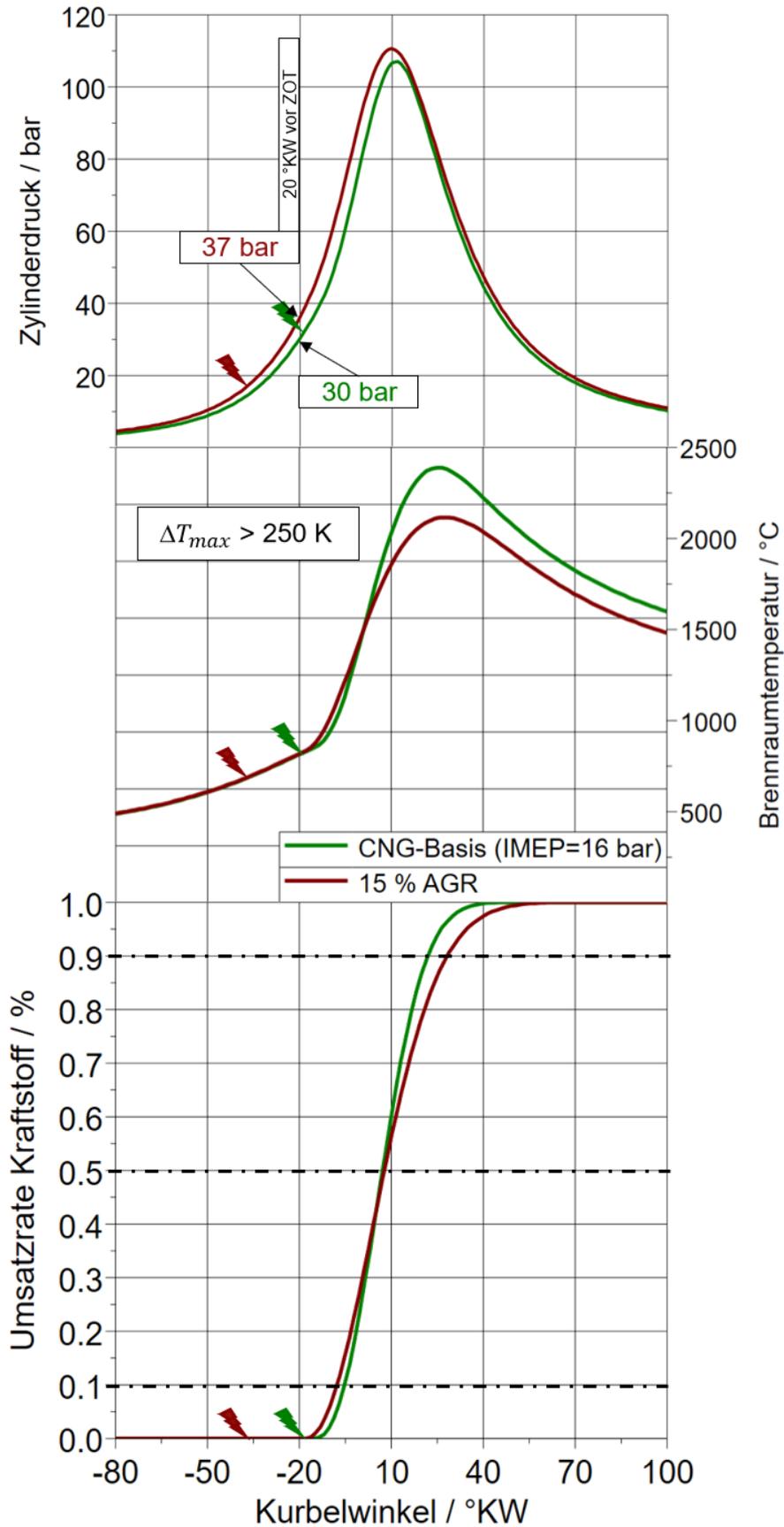


Abbildung 60: Zylinderdruckverlauf, Brennraumtemperatur und Umsatzrate bei IMEP = 16 bar und 4000 min⁻¹ mit 0 % und 15 % Abgasrückführrate

7.1.1 Übertragbarkeit der Daten auf Motoren mit höherer Spitzendruckgrenze

Ob die Ergebnisse aus den Untersuchungen der Hochlast-AGR in den Betriebspunkten mit 70 % Last auf andere Motoren mit höheren Grenzspitzendrücken übertragen werden können, soll ein Trendlinienvergleich der Volllast ($IMEP = 22,5 \text{ bar}$) mit der reduzierten Last ($IMEP = 16 \text{ bar}$) zeigen.

Bei den folgenden Abbildungen, **Abbildung 61** und **Abbildung 62**, handelt es sich um Trendlinien, die jeweils eine prozentuale (**Abbildung 62**) oder eine totale (**Abbildung 61**) Veränderung durch den Einfluss von 5 % bzw. 10 % AGR im Vergleich zu der Basis ohne AGR verdeutlichen. Die rot gestrichelte Linie bildet hierbei die Basis ohne AGR. Es lässt sich feststellen, dass sich die Trends bei der Volllast und der reduzierten Last ähnlich verhalten. Der indizierte Wirkungsgradgewinn erhöht sich bei gleichbleibender Schwerpunktlage bis hin zu höheren AGR-Raten. Brennverzögerung und Brenndauer nehmen im gleichen Maße zu. Das Emissionsverhalten korreliert bei beiden Lastpunkt Betrachtungen, mit Ausnahme der CO-Emissionen, die sich auch aufgrund der unterschiedlichen Schwerpunktlagen unterscheiden. Es zeigt sich aber auch, dass die Volllast ein größeres Potential zur Reduzierung der NO_x -Emissionen besitzt.

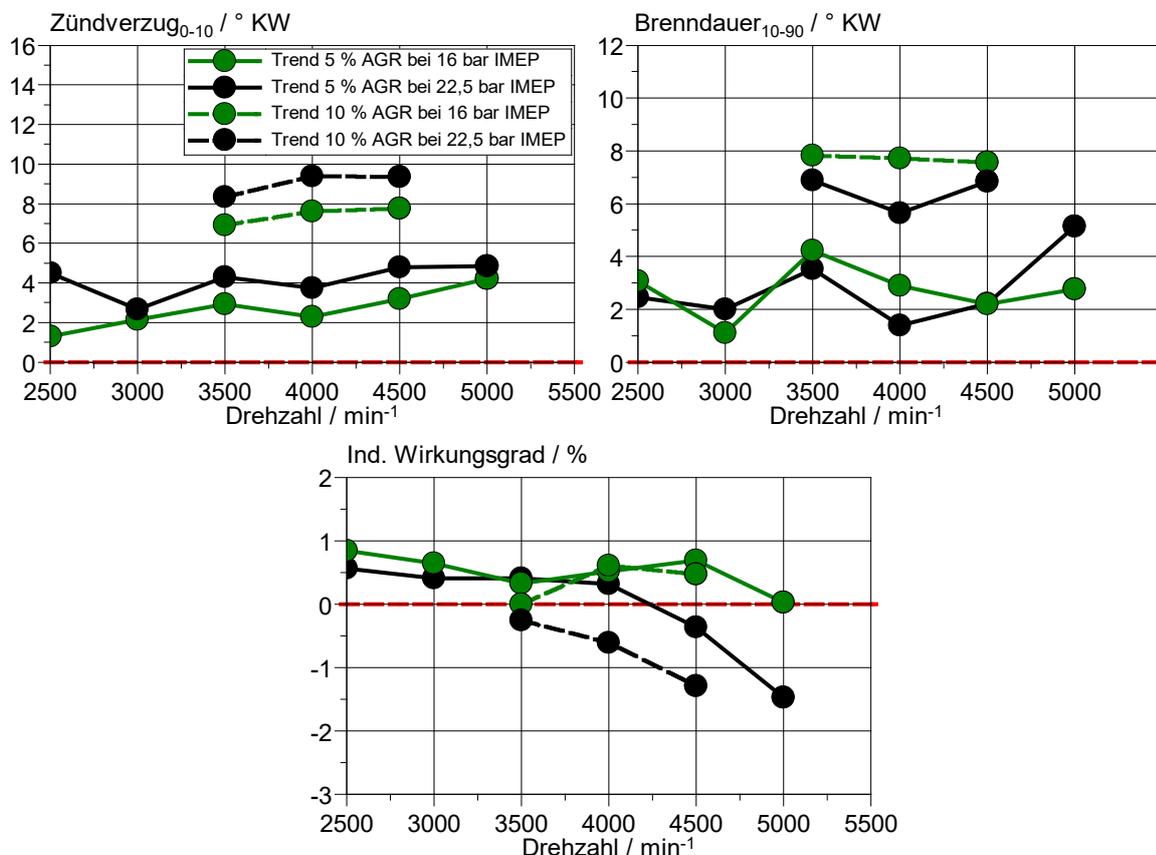


Abbildung 61: Trendlinien von Zündverzögerung, Brenndauer und indiziertem Wirkungsgrad

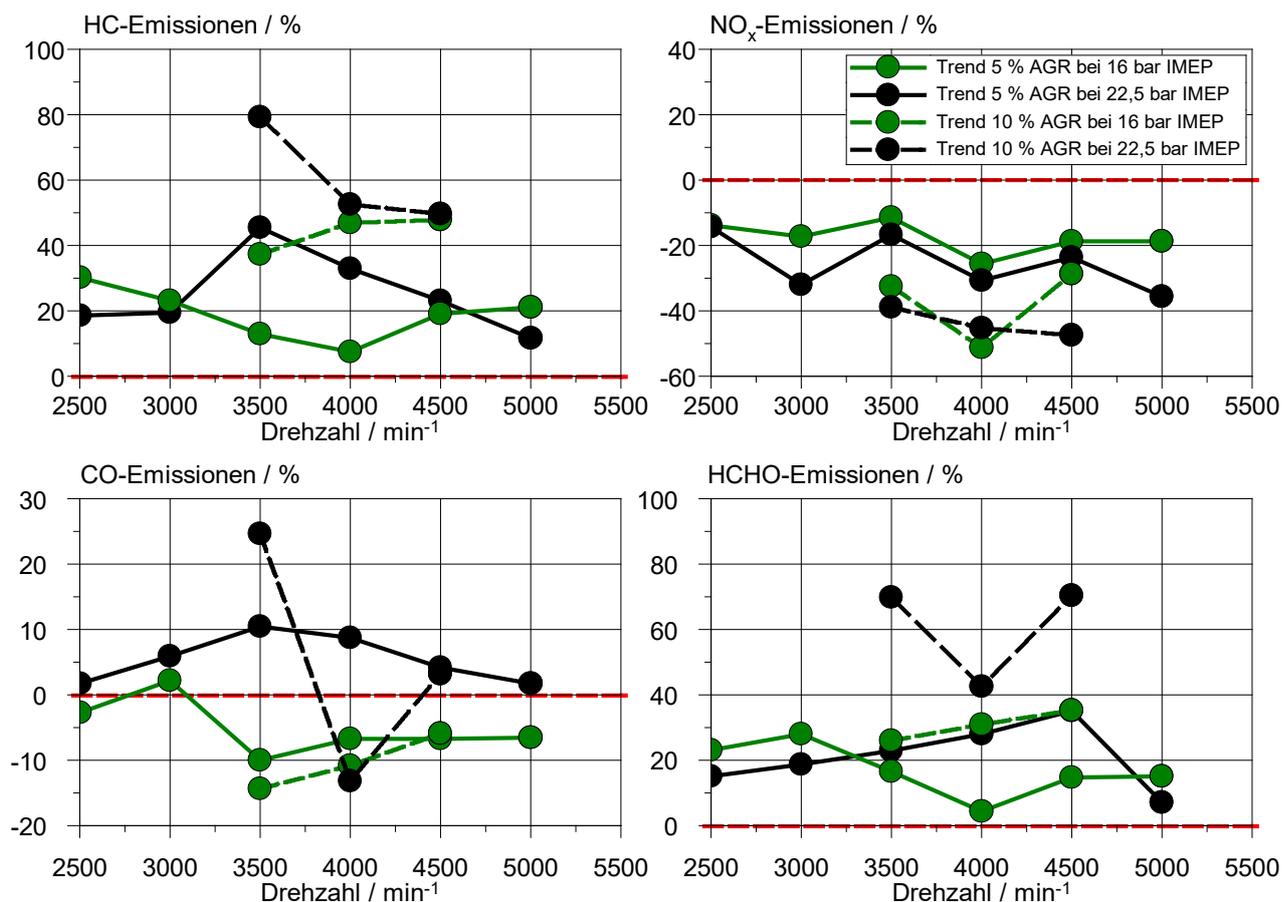


Abbildung 62: Trendlinienvergleich von 5 % und 10 % AGR zur Basis ohne AGR von HC-, NO_x-, CO- und Formaldehyd-Emissionen in Prozent

Die Messungen, sowohl bei reduzierter Last als auch bei Vollast, zeigen ähnliche Trends der Emissionierung und des Brennverlaufs. Daher können die Ergebnisse als konsistent betrachtet werden, was darauf schließen lässt, dass eine Übertragung der Ergebnisse auf Motoren mit höheren Spitzendruckgrenzen möglich ist.

7.2 Spitzendruckmessung mittels Körperschall

In Kapitel 7.1 ist dargelegt, dass sich die Zuführung von Abgas in der Hochlast positiv auf den indizierten Wirkungsgrad, die thermischen Belastungen und die NO_x-Emissionen auswirken kann. Das Abgas verlangsamt die Verbrennung und erhöht den Zündverzögerung, was durch eine Verschiebung des Zündzeitpunktes in Richtung früh kompensiert werden muss. Kritisch ist hierbei zu sehen, dass die Zylinderspitzendruckgrenzen und das entstehende Gefahrenpotential für das Aggregat bei plötzlichem Abgasrückführungsrateneinbruch eingehalten werden müssen. Um solche Anomalien schnell zu identifizieren und die entsprechenden Anregungen infolge hoher Zylinderdruckspitzen zu erkennen, kann eine Körperschallmessstelle bspw. am Kurbelgehäuse als Alternative zur Zylinderdruckmessung angebracht werden. Im Serienbetrieb könnte der Klopfsensor somit die Aufgabe des

Zylinderdrucksensoren zu großen Teilen übernehmen, da Letztere für eine Anwendung in Serie zu kostenintensiv sind.

Die Untersuchungen von SCHNEIDER [74] haben gezeigt, dass nicht nur wie üblich das Erkennen von Verbrennungsanomalien mittels Körperschallsensorik, sondern sogar ein präzises Steuern des Verbrennungsprozesses durch den Einsatz von Körperschalldetektion möglich ist. Dieses Vorgehen soll grundlegend auf die Erdgasverbrennung übertragen werden. Speziell wird untersucht, ob mittels des Körperschallsignals auf den mittleren Spitzendruck geschlossen werden kann und somit eine wirkungsgradoptimale Schwerpunktlage unter Einhaltung der Spitzendruckgrenzen ermöglicht werden kann.

Die Grundlage dafür bildet das Vorgehen wie von SCHNEIDER [74] beschrieben. Um eine Aussage über den Einfluss des Zylinderdrucks auf den Körperschall zu erlauben, wird ein 1D-Beschleunigungssensor zentral auf dem Kurbelgehäuse in Höhe des Brennraumes angebracht.

Die gewählte Körperschallmessstelle verspricht laut SCHNEIDER [74] hierbei eine ausreichend hohe Korrelation zum Zylinderdruck. Für höhere Korrelationen eignen sich die Hauptlagerstühle für die Positionierung der Beschleunigungssensoren. Jedoch ist der Aufwand für diese Untersuchungen unverhältnismäßig.

7.2.1 Einfluss der Last

Um zu verstehen, welchen Einfluss der Zylinderdruck auf den Körperschall hat, ermöglicht eine Fourier-Transformation des Zylinderdrucksignals eine Visualisierung der Anregung der angrenzenden Bauteile in Form der Amplitude und Frequenz. Als Bezugsgröße zur Berechnung des Zylinderdruckpegels diene hierbei die Grenzhörschwelle des menschlichen Gehörs. Nach FLOTHO und SPESSART [75] können verschiedene Frequenzbreiten bestimmten Verbrennungseigenschaften zugeordnet werden, wie in **Abbildung 63** dargestellt.

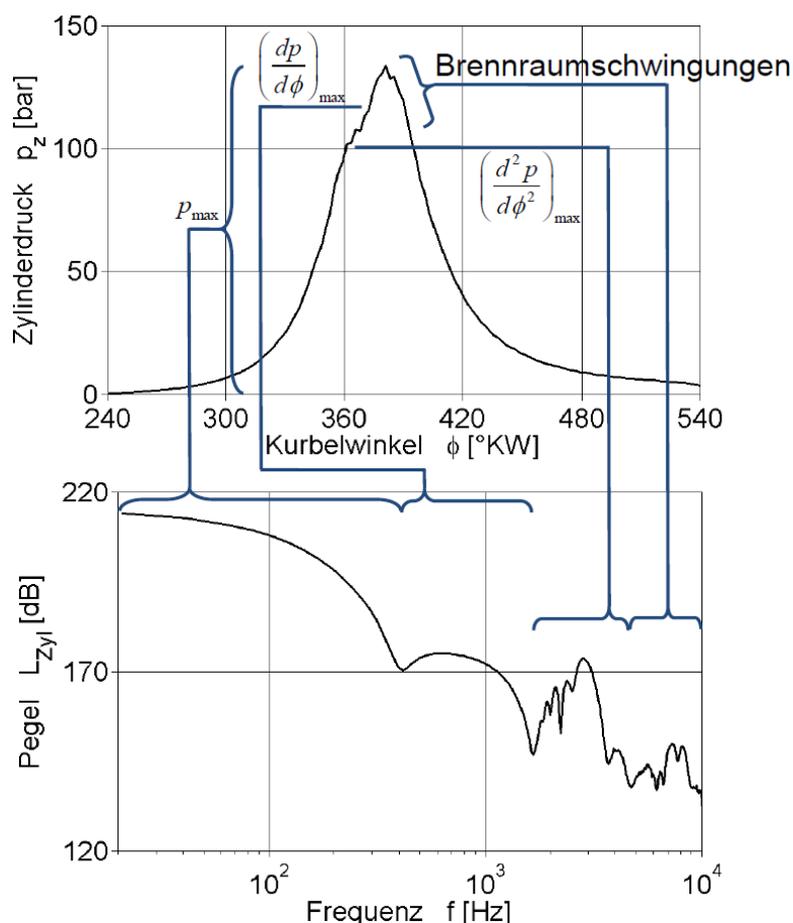


Abbildung 63: Einfluss der Zylinderdruckkenngrößen auf das Anregungsspektrum am Beispiel eines 4-Zylinder-Viertakt-Motors (LUFT [75])

Die Motorgeräuschentstehung ist prinzipiell vom Zylinderdruckanregungsspektrum abhängig. Ein einzelner Zylinder eines Viertaktmotors erzeugt hierbei eine halbe Motorordnung. Ein Dreizylinder-Viertaktmotors erzeugt demnach eine 1,5-fache Motorordnung, da pro Kurbelwellenumdrehung 1,5 Zündungen erfolgen. Der Verlauf des Anregungsspektrums steht in direktem Bezug zu den Zylinderdruckkenngrößen. Bestimmende Größen sind hierbei der Spitzendruck p_{max} , der größte Druckgradient $\left(\frac{dp}{d\alpha}\right)_{max}$ und die Druckanstiegsgeschwindigkeit $\left(\frac{d^2p}{d\alpha^2}\right)_{max}$. Diese Kenngrößen beeinflussen nach HEUER [76] das Anregungsspektrum in unterschiedlichen Frequenzbereichen. Der Spitzendruck bestimmt den unteren Frequenzbereich von $0 \leq f \leq 10 \cdot \frac{n}{60}$, also bis zur 10-fachen Motordrehfrequenz. Den Frequenzbereich von $10 \cdot \frac{n}{60} \leq f \leq 40 \cdot \frac{n}{60}$ beeinflusst der maximale Druckgradient deutlich. Bei Frequenzen über der 40-fachen Motorfrequenz ist der Einfluss der maximalen Druckanstiegsgeschwindigkeit am größten. Die hohen Frequenzen werden zusätzlich von Brennraumresonanzen beeinflusst.

Somit zeigt sich, dass für den Schwerpunkt der Spitzendruckbestimmung bei einer Drehzahl von 4000 min^{-1} der Bereich bis 667 Hz relevant ist.

Abbildung 64 zeigt eine Fourier-Transformation des Zylinderdrucksignals über eine Lastvariation von 4 bar bis 20 bar effektiven Mitteldrucks (brake mean effective pressure - BMEP) bei 4000 min^{-1} .

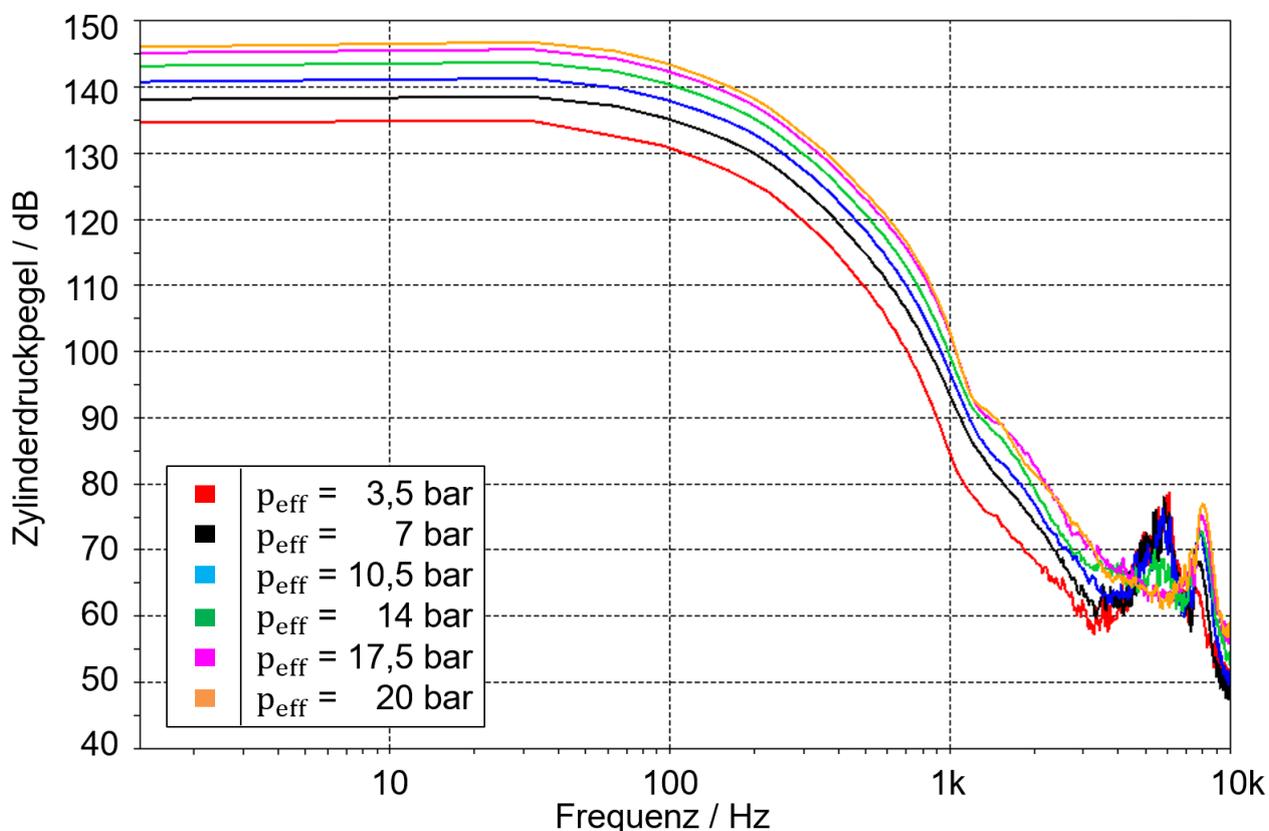


Abbildung 64: Fourier-Transformation des Zylinderdrucksignals bei einem BMEP von 4 bar bis 20 bar und 4000 min^{-1}

Im zylinderspitzen-druckrelevanten Bereich wird ein Einfluss der Last auf die Anregung deutlich, obwohl der Einfluss mit steigender Last abnimmt. Dies ist besonders bis 1000 Hz sichtbar, wobei die jeweiligen Pegelverläufe mit steigender Frequenz abnehmen. Die hochfrequenten Brennraumschwingungen sind ab etwa 4000 Hz ebenfalls gut zu sehen, wobei die Lage der lokalen Maxima sowohl last- als auch zündzeitpunktabhängig sind.

Da diese Daten aus der Zylinderindizierung abgeleitet wurden und lediglich als Orientierung bzw. Machbarkeitsnachweis dienen, werden im weiteren Schritt die Körperschallsignale analysiert. **Abbildung 65** zeigt das Terzbandspektrum der Körperschallsignale während verschiedenen Lasten beispielhaft bei 4000 min^{-1} über einen Zeitraum von 10 s.

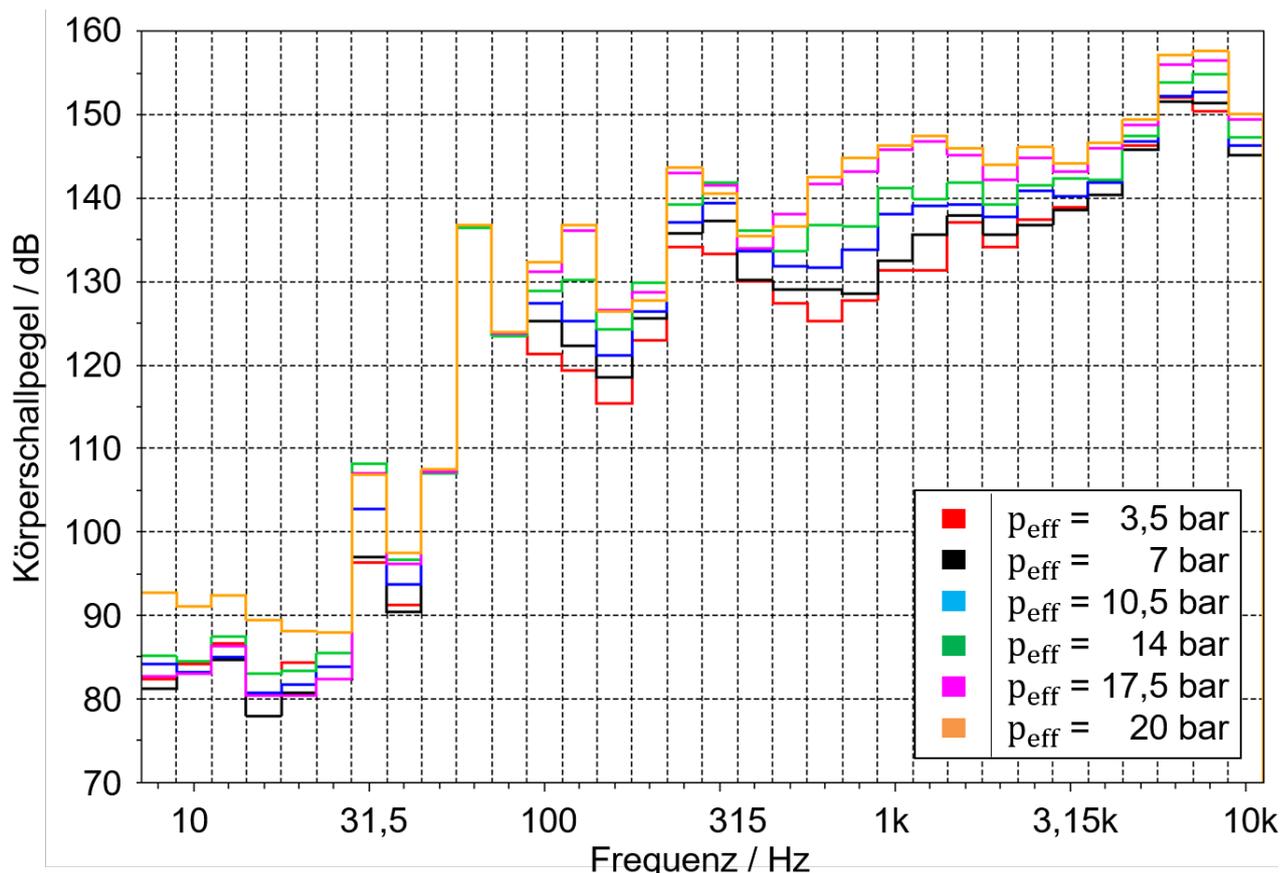


Abbildung 65: Terzbandspektrum der Beschleunigungssignale bei einem BMEP von 4 bar bis 20 bar und 4000 min⁻¹

So können deutliche Unterschiede entsprechend der Laststeigerung über den gesamten Frequenzbereich festgestellt werden. Die Brennraumschwingungen im hohen Frequenzbereich sind, ebenfalls wie in **Abbildung 64**, detektierbar. In den Frequenzbereichen von etwa 600 – 1600 Hz bzw. 2000 – 3000 Hz lassen sich die Zylinderdruckgeschwindigkeit (1.Gradient) bzw. die Zylinderdruckbeschleunigung (2.Gradient) im Körperschallsignal ablesen, wobei sich besonders der Zylinderdruckgradient bei hohen Lasten (ab 120 bar) abhebt. Der Zylinderspitzenruck im Körperschallsignal umfasst, im Gegensatz zu den höherfrequenten Verbrennungsphänomenen, keinen breiten Frequenzbereich, sondern ist in einem niederfrequenten, schmalbandigen Bereich bei etwa 125 Hz abzulesen. Untersuchungen bei variierenden Drehzahlen ergaben hierbei entsprechende Frequenzverschiebungen der beschriebenen Bereiche. Dies zeigt, dass eine Abschätzung der Last bzw. des Spitzendrucks über den Körperschall möglich ist.

Im nächsten Kapitel wird untersucht, ob bei konstanter Last Auswirkungen des mittleren Spitzendrucks auf das Körperschallsignal festgestellt werden können.

7.2.2 Einfluss des mittleren Spitzendrucks

In diesem Kapitel wird der effektive Mitteldruck konstant gehalten und der Zündzeitpunkt sukzessive in Richtung spät verschoben. Infolge der Schwerpunktverlagerung nimmt der mittlere Spitzendruck ab. **Abbildung 66** zeigt die Ergebnisse der Fourier-Transformation des Zylinderdrucksignals von 110 – 140 bar mittlerem Spitzendruck bei 20 bar effektivem Mitteldruck und 4000 min^{-1} . Die entsprechende Fourier-Transformation bei 14 bar effektiven Mitteldruck kann dem Anhang entnommen werden. Der Einfluss des mittleren Spitzendrucks auf die Emittierung von Körperschall im relevanten Bereich von 100 – 1000 Hz ist deutlich zu erkennen. Er erhöht sich um 4 dB auf bis zu 14 dB von 110 zu 140 bar mittleren Spitzendruck.

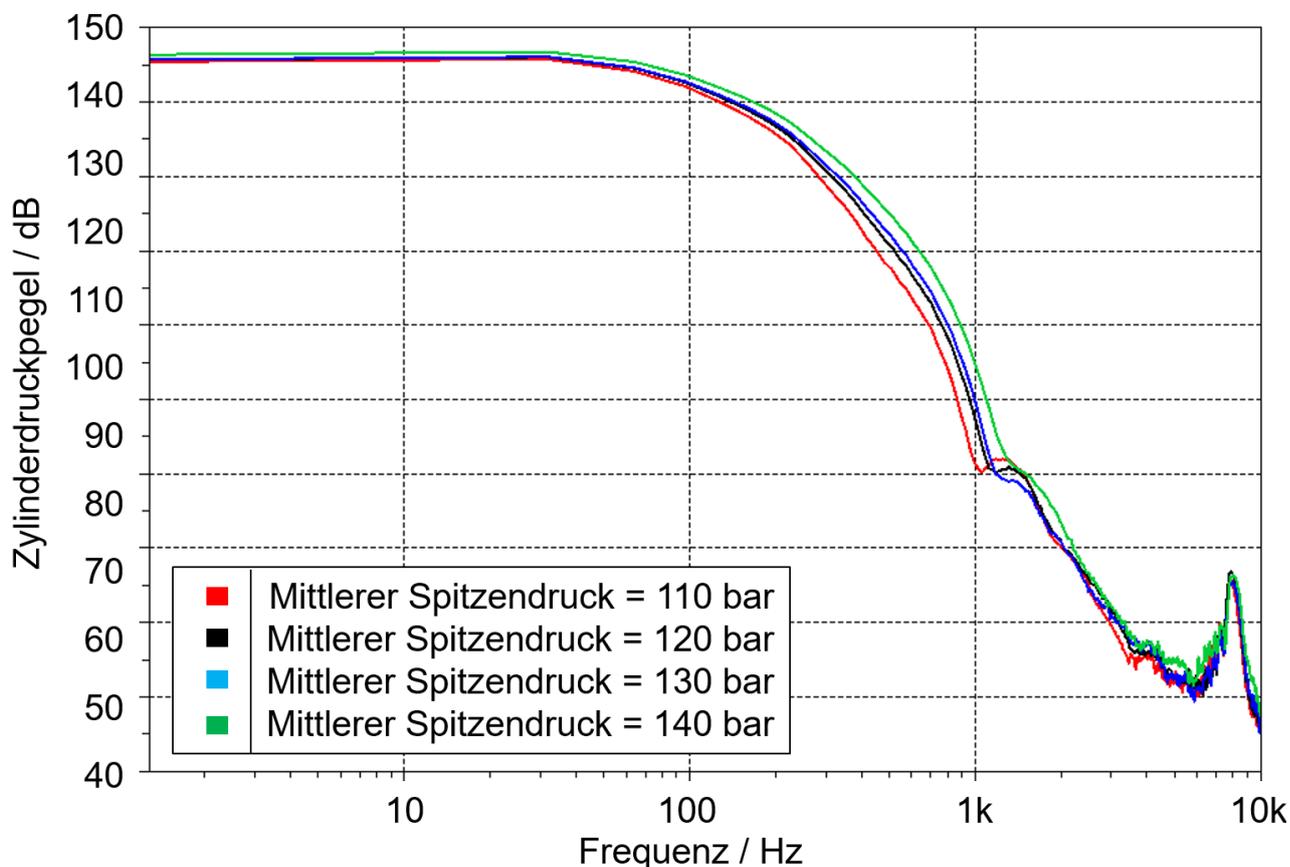


Abbildung 66: Fourier-Transformation des Zylinderdruckverlaufs unterschiedlicher mittlerer Spitzendrücke bei BMEP = 20 bar und 4000 min^{-1}

Im Gegensatz zur Lastvariation in **Abbildung 64** sind besonders die Unterschiede im niederfrequenten Bereich (bis etwa 200 Hz) als auch im hochfrequenten Bereich (ab etwa 2500 Hz), infolge des konstanten effektiven Mitteldrucks, marginal. Lediglich im mittleren Frequenzbereich (200 Hz bis 2000 Hz) gibt es Unterschiede, welche auf die unterschiedliche Ausprägung der Zylinderdrücke zurückzuführen sind. Diese werden nun erneut im Körperschallsignal in **Abbildung 67** untersucht.

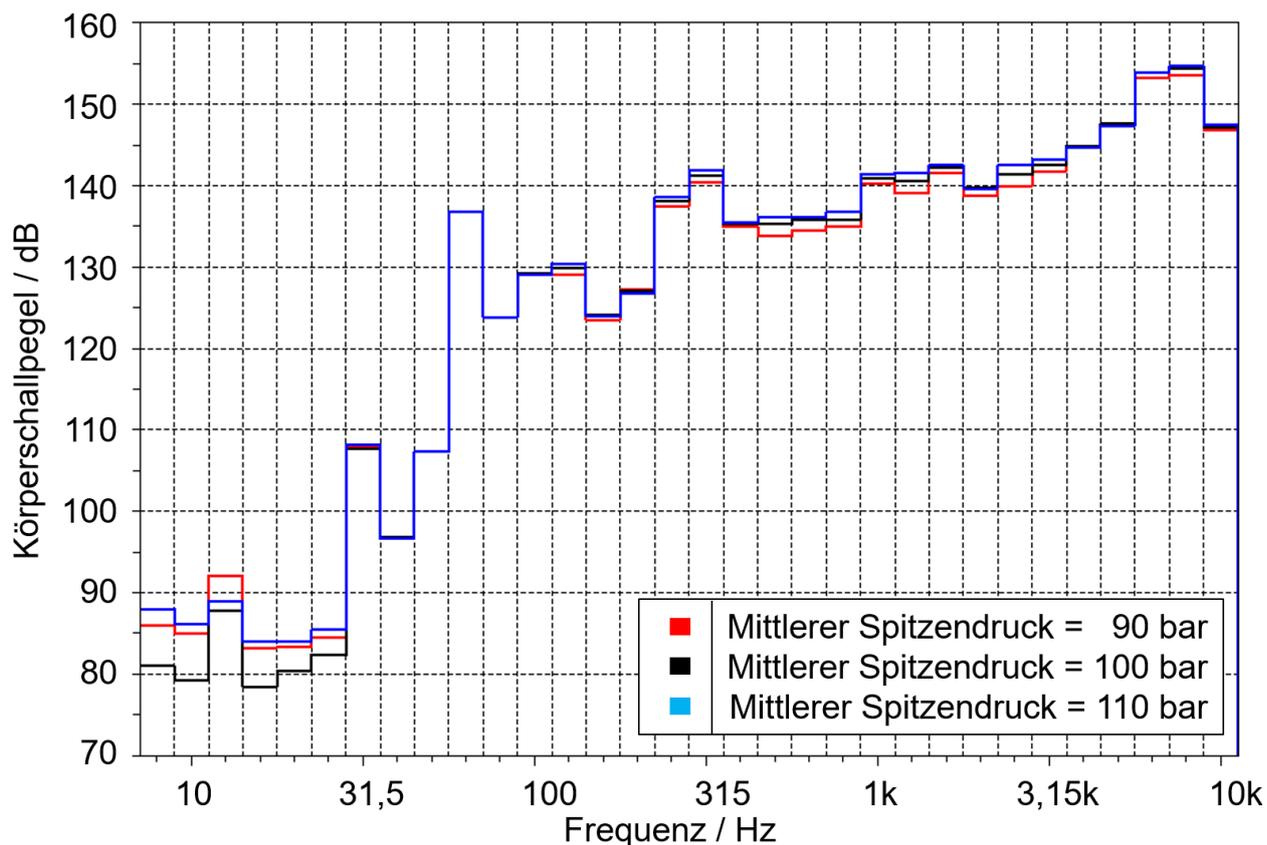


Abbildung 67: Terzbandspektrum der Beschleunigungssignale bei einer mittleren Spitzendruckvariation bei BMEP = 14 bar und 4000 min⁻¹

Auch im Beschleunigungssignal sind die Unterschiede bei gleicher Last und variierendem mittleren Spitzendruck eher geringfügig. Jedoch gibt es signifikante Unterschiede, welche aus den Zylinderdruckkenngrößen resultieren. So ist der Zylinderspitzenwert bei 125 Hz zu sehen, wobei die verschiedenen mittleren Spitzendrücke in den lokalen Maxima unterschieden werden können. Auch sind die Bereiche der Zylinderdruckgeschwindigkeit und der Brennraumschwingungen bzgl. der unterschiedlichen mittleren Spitzendrücke zu differenzieren. Diese Information über die Körperschallminderung kann mit weiteren Informationen wie Ladedruck und Abgasregelventilstellung zur Onboard-Steuerung des mittleren Spitzendrucks genutzt werden.

In der nachfolgenden **Abbildung 68** wird nun die Last von 120 Nm auf 160 Nm erhöht.

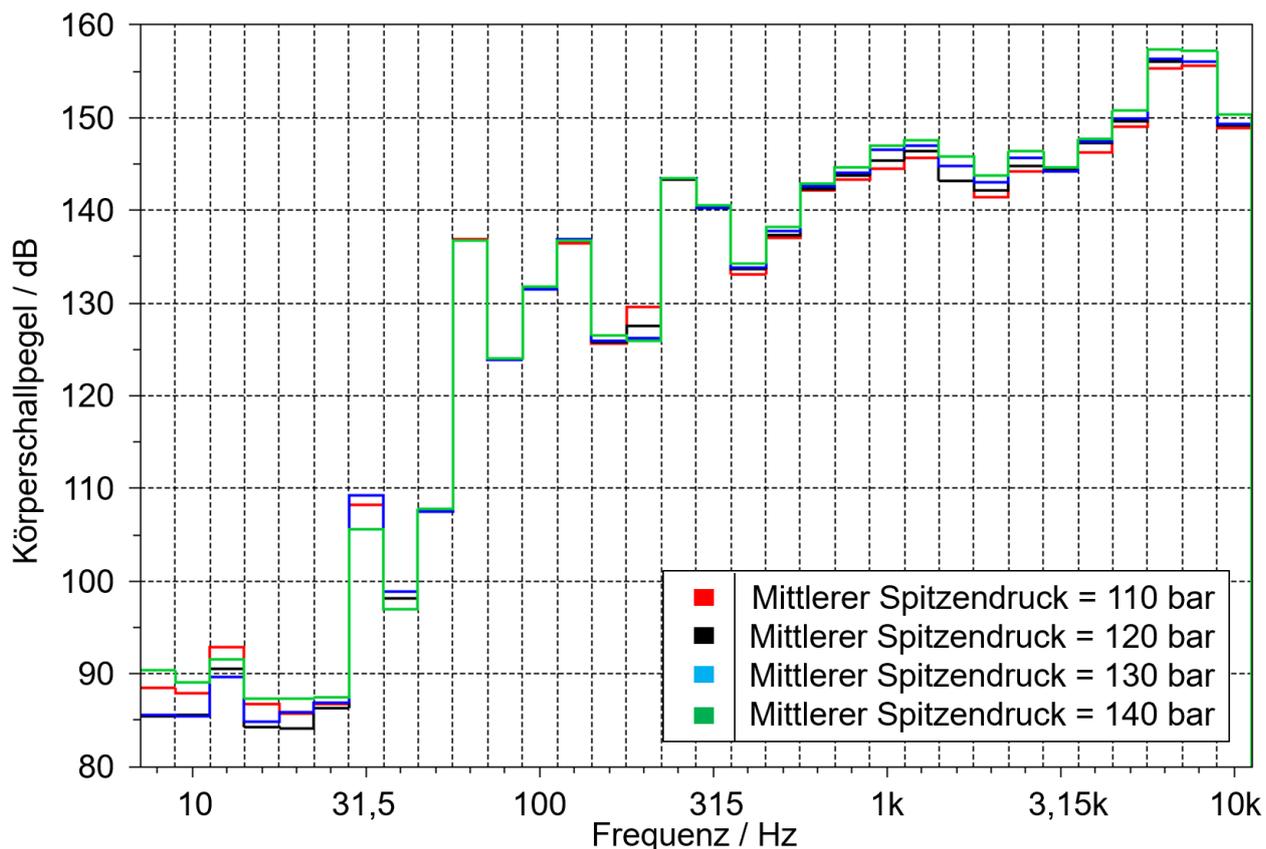


Abbildung 68: Terzbandspektrum der Beschleunigungssignale bei einer mittleren Spitzendruckvariation bei BMEP = 20 bar und 4000 min⁻¹

Die Unterschiede der verschiedenen mittleren Spitzendrücke zueinander verschwimmen bei höherer Last zunehmend. Zwar sind die Brennraumschwingungen sowie Teile der eigentlichen Verbrennung noch gut zu differenzieren. Jedoch ist die Detektion des Zylinderspitzendrucks hinsichtlich der Höhe der Maxima bei 125 Hz kein Indiz mehr für die unterschiedlichen mittleren Spitzendrücke. Dies ist mit der immer größer werdenden Fluktuation der Zylinderspitzendrücke ($\Delta p_{max} > 30 \text{ bar}$) zu erklären.

In einem weiteren Schritt kann eine Fourier-Transformation für jeden einzelnen Zyklus durchgeführt werden, um nicht nur im Mittel den Spitzendruck zu begrenzen, sondern auch den maximalen Spitzendruck zu erkennen und zu limitieren.

7.3 Zusammenfassung der Hochlast-Abgasrückführungsuntersuchungen

Die konkreten bzw. weiteren Ursachen für das jeweilige motorische Verhalten hinsichtlich der in **Tabelle 11** dargelegten Zielgrößen werden in den vorhergehenden Abschnitten dieses Kapitels diskutiert und erläutert.

Für einen kompakten Gesamtüberblick fassen **Tabelle 16** und **Abbildung 72** die Ergebnisse bzw. Erkenntnisse dieser Arbeit mit Blick auf die wichtigsten Zielgrößen qualitativ zusammen. Die Ergebnisse der Untersuchungen zur Optimierung der Volllastkurve im CNG-DI-Betrieb ohne Hochdruck-AGR zeigen, dass hinsichtlich der Zielgrößen im Vergleich zum ursprünglichen Benzinbetrieb stets eine Verbesserung bzw. zumindest keine signifikante Verschlechterung erzielt wird. Eine Ausnahme bildet dabei das Drehmoment im niedrigen Drehzahlbereich des Motors aufgrund der niedrigen Abgasenthalpie und des zusätzlichen Schadvolumens vor dem Abgasturbolader.

Eine Verringerung des Zylinderspitzen drucks durch die Verbrennungsführung mittels Abgasrückführung bei gleichbleibender Schwerpunktlage war nicht möglich. Der Einfluss der zusätzlichen Zylinderladung überkompensiert die Brennverlaufsformung sowie die geringeren Brennraumtemperaturen infolge des Inertgases.

Um die Schwerpunktlage beim Einsatz der Hochlast-Abgasrückführung konstant zu halten, wurde die Last auf 16 bar indizierten Mitteldruck reduziert. Diese Änderung ermöglicht die Übertragung der Erkenntnisse auf Aggregate mit höherer Spitzendruckgrenze. Der indizierte Wirkungsgrad konnte in dem untersuchten Drehzahlbereich der Hochlast-Abgasrückführung von 2500 – 5000 min⁻¹ gesteigert werden. Erst ab einer AGR-Rate von 15 % steigt der cov-Wert über 3.

Bezüglich der Emissionen bewirkt die Abmagerung eine verringerte Brenngeschwindigkeit und -temperatur und somit eine Verschiebung des Trade-Offs in Richtung höherer HC- und Formaldehyd-Emissionen (HCHO). Auf die NO_x-Emissionen wirken sich die Abmagerung und die verminderten Verbrennungstemperaturen hingegen emissionsreduzierend aus.

Tabelle 16: Zusammenfassung der Messergebnisse in Bezug auf die Zielgrößen

		Benzin-betrieb	CNG-Betrieb ohne HL-AGR	CNG-Betrieb mit HL-AGR	CNG-Betrieb 70 % Last mit HL-AGR	
Zielgrößen	Drehmoment-verlauf	Ausgangsbasis	im LET-Bereich nicht erreicht	ab 2000 min ⁻¹ erreicht	Im untersuchten Bereich (2500 bis 5000 min ⁻¹) erreicht	Erreicht
	Zylinder-spitzendruck	Ø	140 bar eingehalten	140 bar eingehalten	140 bar eingehalten	140 bar eingehalten
		max	160 bar eingehalten	160 bar - Grenzwertig	160 bar - Grenzwertig	160 bar eingehalten
	Verbrennung-schwerpunktlage	spät	Wirkungsgradoptimal bis leicht spät	leicht spät	Wirkungsgradoptimal	
	Indizierter Wirkungsgrad			Im Bereich von 2500 bis 4000 min ⁻¹	Im untersuchten Bereich	
	CO ₂ -Emissionen					
	NO _x -Emissionen					
	CO-Emissionen					
	NMHC-Emissionen					
	HC-Emissionen					
	cov	keine Angabe	3 % - Grenze (exkl. 5000 min ⁻¹)	3 % - Grenze (Grenzwertig ab 10 % AGR; exkl. 5000 min ⁻¹)	3 % - Grenze (Grenzwertig ab 15 % AGR)	
	Abgas-temperaturen vor Abgasturbolader	950 °C - Grenze ab 4500 min ⁻¹ überschritten	950 °C - Grenze eingehalten	950 °C - Grenze eingehalten	950 °C - Grenze eingehalten	

Legende:

gut	Ziel erreicht
mittel	Ziel teilweise erreicht
schlecht	Ziel (teilweise) verfehlt bzw. kritisches Ergebnis

7.4 Validierung des Verbrennungsmodells in der 0D/1D-Simulation und RDE-Längssimulation

Das Vorgehen in dieser Arbeit zur Erstellung des prädiktiven *SI-Turb Modells* ist eine geeignete Methode, um die ersten Betrachtungen für den monovalenten CNG-Betrieb vorzunehmen. Die grundlegenden Erkenntnisse aus den Voruntersuchungen wurden bestätigt. Um die Genauigkeit des Verbrennungsmodells weiter zu erhöhen werden die Volllastkurve sowie ausgewählte Betriebspunkte anhand der Messdaten validiert. Die Betriebspunkte sind als schwarze Marker in der **Abbildung 70** dargestellt.

Beispielhaft für die Validierung werden die Simulations- und Messergebnisse bei 3500 min^{-1} und 5000 min^{-1} in **Abbildung 69** gezeigt.

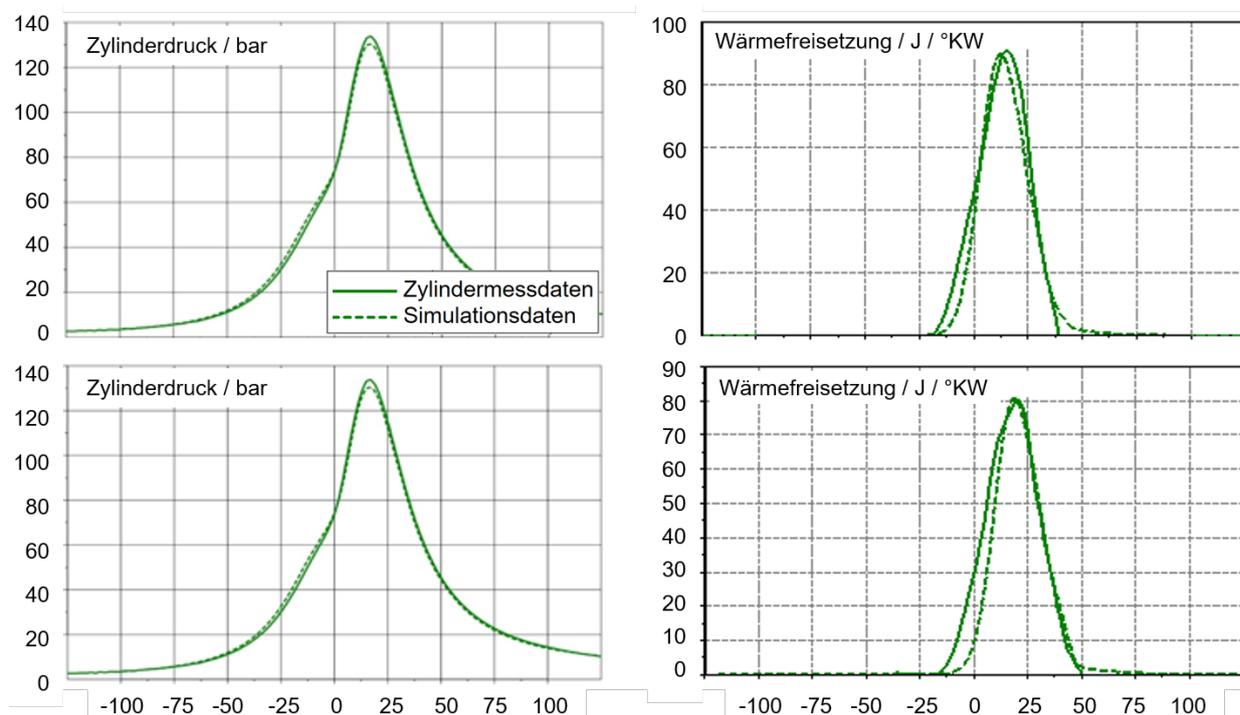


Abbildung 69: Vergleich der Simulations- und Messdaten zeigt am Druck- und Brennverlauf für 3500 min^{-1} und 5000 min^{-1}

Die angepassten Parameter für die Validierung sind in **Tabelle 17** dargestellt. Ein Vergleich der validierten Simulation mit den Prüfstandmessdaten zeigt eine mittlere Abweichung von unter 3 %.

Tabelle 17: Validierungsparameter für die Vollast des SI-Turb Verbrennungsmodells

Parameter	Wert
Flame kernel groth	0,77
Turbulent flame speed	0,9
Taylor length scale	1,7
Dilution Effect Multiplier	1,33

RDE-Längssimulation

Um aus den gesammelten Daten eine qualitative Aussage über das Potential der CO₂-Emissionssenkung über einen realen Zyklus abschätzen zu können, wird auf Basis der Messdaten ein Verbrauchskennfeld für den CNG-Betrieb erstellt. Die **Abbildung 70** zeigt die Verbrauchskennfelder im Benzinbetrieb (links) und CNG-Betrieb (rechts). Die schwarzen Markierungen im rechten Bild zeigen die validierten Punkte, welche am Prüfstand aufgenommen wurden. Die Bereiche außerhalb der Messpunkte sind entsprechend inter- bzw. extrapoliert. Als Basisfahrzeug wird ein *Ford Focus IV* genutzt. Details zu dem Fahrzeug, dem RDE-Zyklus und den Simulationsergebnissen befinden sich im Anhang. Der simulierte RDE-Zyklus ist in **Abbildung 71** dargestellt.

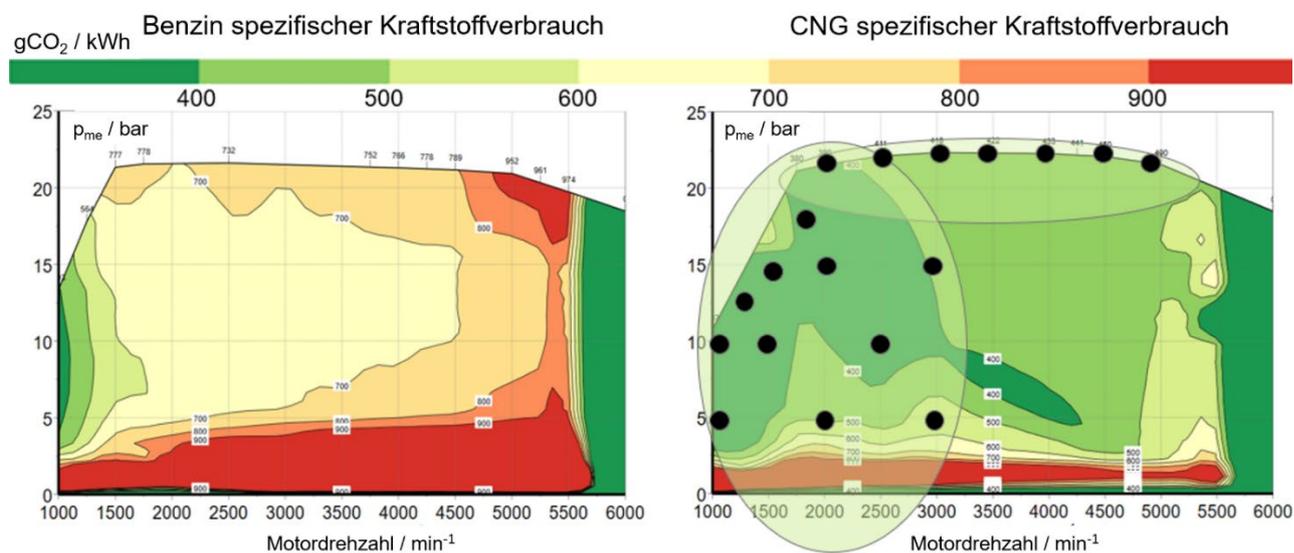


Abbildung 70: Verbrauchskennfeld-Benzin (links) und -CNG (rechts)

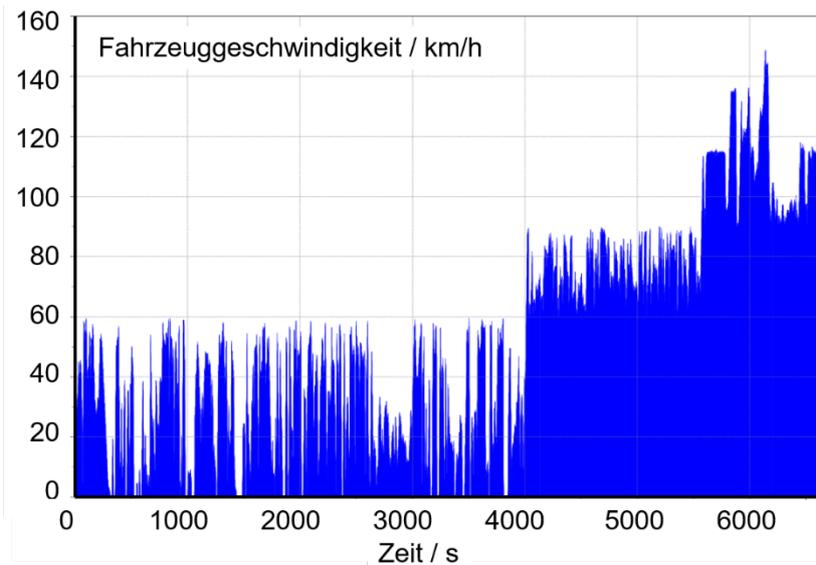


Abbildung 71: RDE-Zyklus

Laut Simulation wird entsprechend der Verbrauchskennfelder, dem RDE-Zyklus und den Fahrzeugparametern ein CO_2 -Ausstoß von $142 \text{ gCO}_2/\text{km}$ im Benzinbetrieb und $111 \text{ gCO}_2/\text{km}$ im CNG-Betrieb emittiert. Dies ergibt ein CO_2 -Reduktionspotential von 22 % und deckt sich mit der Literatur [77]. Die CO_2 -Einsparung könnte bei weiterer Optimierung der Applikationsparameter noch gesteigert werden, verdeutlicht aber dennoch das Reduzierungspotential.

8 Zusammenfassung mit Fazit und Ausblick

Das Ziel dieser Arbeit ist die Untersuchung und Verbrennungssteuerung eines hochaufgeladenen Motors mittels Hochlast-Abgasrückführung mit direkter Einblasung von komprimiertem Erdgas. Die Forschungsarbeiten umfassten experimentelle und numerische Untersuchungen, die an einem von der Firma *Ford* zur Verfügung gestellten Vollmotor durchgeführt wurden.

Zunächst wurde ein 0D/1D-Simulationsmodell für den CNG-Betrieb aus einem zur Verfügung gestellten Benzinmodell abgeleitet. Für die simulativen Vorbetrachtungen wurde ein prädiktiver Modelansatz gewählt. Die Limitierungen durch geringe Abgasenthalpie und Turboladerkapazitäten führten zu dem Ergebnis, dass für eine Hochlast-AGR nur eine Hochdruck-AGR sinnvoll in Frage kommt. Anschließend wurde eine Ladungswechselsimulation mit entsprechenden Turbinen- und Verdichterkennfeldern sowie die Auslegung des Gesamtaufadesystems durchgeführt. Angemerkt sei jedoch, dass ein Turbinen- und Lader-Matching grundlegend an Prüfständen vorgenommen wird, weswegen die 0D/1D-Simulation lediglich als Orientierung diene. Nichtsdestotrotz zeigten die Ergebnisse der 0D/1D-Simulation in Kombination aus einstufiger Aufladung und Hochdruck-AGR einen wirkungsgradgünstigen CNG-Betrieb, weshalb die Umsetzung dieses Konzeptes für die Vollmotoruntersuchungen am Prüfstand ausgewählt wurde. Um die Homogenität des Abgas-Frischluf-Gemisches am Prüfstand umzusetzen, wurde der Ansaugtrakt mit der AGR-Zuführung in einem 3D-CFD-Modell umgesetzt und deren Verhalten in einem charakteristischen Lastpunkt untersucht. Nach dem Beginn der Abgaszuführung wurde simulativ eine AGR-Gleichverteilung innerhalb von sechs Verbrennungszyklen erreicht.

Unter Beachtung der Voruntersuchungen des monovalenten, stöchiometrischen CNG-Betriebes wurden folgende Veränderungen vorgenommen. CNG-DI-Injektoren der Firma *Delphi Technologies* sind in Kombination mit einem pulsationsarmen CNG-Kraftstoffrail verwendet worden. Eine gekühlte Hochdruck-AGR-Strecke wurde entsprechend der Simulationsergebnisse ausgelegt und an die Motorumgebung angepasst. Das Verdichtungsverhältnis ist, durch Einbau eines modifizierten Kolbens, auf 13:1 angehoben wurden. Die Untersuchung des unteren Drehzahlbereiches zeigte, dass infolge der Erdgasumstellung die Erreichung des ursprünglichen Motordrehmomentes im Benzinbetrieb nicht möglich ist. Dabei verschärft sich dieser Trend noch weiter durch das Entfallen des Scavengings. Eine Erhöhung der Abgasenthalpie durch eine spätere Schwerpunktlage hat nur begrenzten Einfluss auf das Drehmoment. Über den Low-End-Torque-Bereich hinaus wird das Motordrehmoment und damit die Leistungscharakteristik des Serienbenzinbetriebes auch mit Hochdruck-AGR-Anwendung erzielt.

Ferner werden die CO₂-Emissionen im Vergleich zum Benzinbetrieb deutlich reduziert. Die Einsparungen sind dabei zum einen auf die kraftstoffspezifischen Eigenschaften und zum

anderen auf die damit verbundenen Änderungen der motorischen Randbedingungen und applikativen Maßnahmen zurückzuführen. Der indizierte Wirkungsgrad konnte im Schnitt von 35 % auf teilweise über 40 % gesteigert werden.

Das im Wesentlichen zu lösende Problem bei den Vollmotoruntersuchungen bestand unterdessen in der Einhaltung des maximal zulässigen Zylinderspitzen drucks. Um die hohe Klopfestigkeit von Erdgas zu nutzen, wurde das Verdichtungsverhältnis erhöht, was wiederum signifikant zur Erhöhung des Spitzen druckes beitrug. Mit Hilfe der gekühlten Abgasrückführung sollte über die Verringerung der Verbrennungstemperaturen und der Brennverlaufsformung auch der Zylinderspitzen druck bei gleichbleibender Schwerpunktlage abgesenkt werden. Jedoch erwies sich die gekühlte Hochlast-AGR in diesem konkreten Zusammenhang als nicht sinnvoll. Der Einfluss der zusätzlichen Masse im Brennraum infolge der Abgasrückführung ist gegenüber der sinkenden Brennraumtemperatur dominant. Demgegenüber steht eine leichte Erhöhung des indizierten Wirkungsgrades, vor allem aufgrund der reduzierten Wandwärmeverluste sowie eine deutliche Reduzierung der NO_x-Emissionen entlang des Drehzahlbandes von bis zu 58 % bei einer AGR-Rate von 15 %. Jedoch erhöhten sich gleichzeitig die NMHC-, CH₄- und CO-Emissionen, wohingegen Klopfphänomene über die gesamte Vollastuntersuchung bei einem indizierten Mitteldruck von 22,5 bar nicht auftraten. Ausschlaggebend für die Applizierung war der gegebene maximale Spitzen druck von 160 bar. Aufgrund dessen musste die Verbrennungsschwerpunktlage bei AGR-Hinzugabe in Richtung spät verschoben werden. Dies erschwerte die Potentialabschätzung der Hochlast-AGR bei Motoren mit höheren Spitzen druckgrenzen. Demzufolge wurden die Hochlast-AGR-Untersuchungen in einem hochlastigen Betriebspunkt bei einem indizierten Mitteldruck von 16 bar wiederholt. Bei dieser Last war das Halten der optimalen Verbrennungsschwerpunktlage letztlich möglich, da die Spitzen druckgrenze nicht erreicht wurde. Zudem deutete ein Trendlinienvergleich auf eine Übertragbarkeit der Ergebnisse hin. Hier ist hervorzuheben, dass die gleichbleibende Verbrennungsschwerpunktlage bei einem indizierten Mitteldruck von 16 bar einen weiteren positiven Effekt auf den indizierten Wirkungsgrad hatte. Die Auswirkungen der Hochlast-AGR bei gleichbleibender Schwerpunktlage auf das Aggregat, den Verbrennungsprozess und die Emissionierung sind in **Abbildung 72** zusammengefasst.

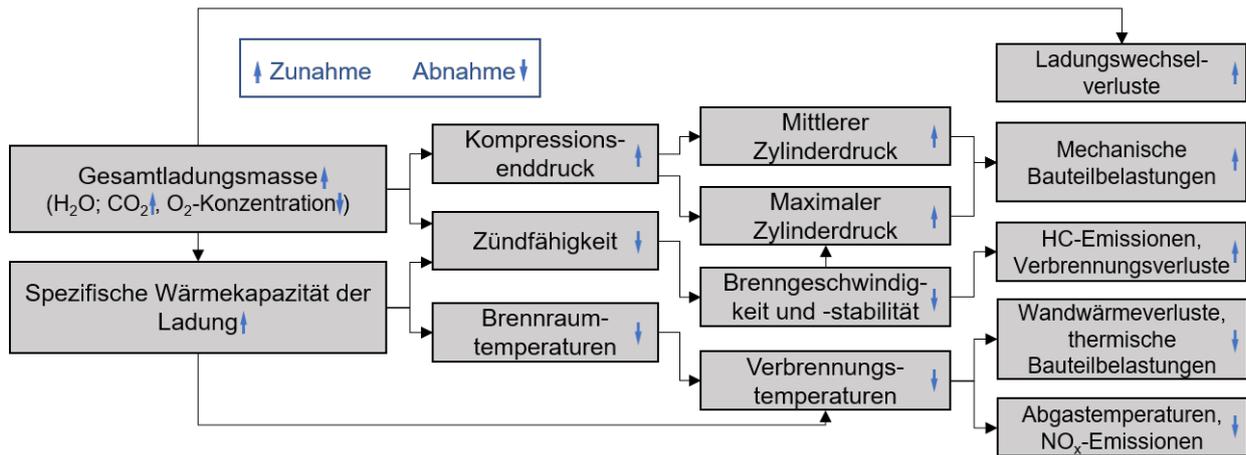


Abbildung 72: Auswirkungen der Hochlast-Abgasrückführung bei gleichbleibender Schwerpunktlage bei einem CNG-DI-Motor

Infolge des zusätzlichen Inertgases nimmt die Gesamtladungsmasse im Zylinder zu. Dies führt zum einen zu einer Steigerung des Kompressionsenddrucks, zum anderen jedoch zu verringerten Brennraumtemperaturen infolge der gestiegenen spezifischen Wärmekapazität. Die niedrigeren Verbrennungstemperaturen verschieben das Trade-Off in Richtung geringerer NO_x-Emissionen und verringern gleichzeitig die Wandwärmeverluste. Die höhere Zylindermasse führt zu einem Anstieg des mittleren Spitzendrucks. Zusätzlich mindern der Inertgas- sowie der verringerte Sauerstoffanteil die Brenngeschwindigkeit und -stabilität. Infolgedessen nimmt die Laufruhe ab. Der cov-Wert steigt und beeinflusst durch die erhöhte Streuung den maximalen Spitzendruck.

Ferner müssen die langsamere Verbrennung und der erhöhte Zündverzug durch eine Verschiebung des Zündzeitpunktes in Richtung früh kompensiert werden. Kritisch hierbei sind die Einhaltung der Zylinderspitzendruckgrenzen sowie das Gefahrenpotential für das Aggregat bei plötzlichem AGR-Rateneinbruch. So kann eine spontane Abnahme des Intergasanteils verbunden mit frühen Zündzeitpunkten zu fatalen Aggregatbelastungen führen. Um zu untersuchen, ob das Detektieren solcher Anomalien im Körperschall grundlegend möglich ist, wurde ein 1D-Beschleunigungssensor auf Höhe des Brennraumes am Kurbelgehäuse angebracht und die entsprechenden Anregungen infolge des Zylinderdruckverlaufs über 10 Sekunden gemessen. Die Ergebnisse zeigten, dass das Erkennen unterschiedlicher Lasten und mittlerer Zylinderspitzendrücke möglich ist, jedoch kleinere Unterschiede im mittleren Spitzendruck schwerer zu detektieren sind.

In einem weiteren Schritt kann eine Fourier-Transformation für jeden einzelnen Zyklus angewendet werden, um nicht nur den mittleren Spitzendruck, sondern auch den maximalen Spitzendruck erkennen und begrenzen zu können. Um die Korrelation zwischen den Beschleunigungsmessungen und den Zylinderdrücken weiter zu steigern, eignen sich nach SCHNEIDER [74] für die Positionierung der Beschleunigungssensoren die Hauptlagerstühle in besonderem Maße.

Zum Abschluss der Untersuchungen wurden die gewonnenen Prüfstandmessdaten genutzt, um ein Verbrauchskennfeld abzuleiten und eine 1D-Längsdynamiksimulation eines RDE-Zyklus durchzuführen. Laut Simulation wird entsprechend der Verbrauchskennfelder, dem RDE-Zyklus und den Fahrzeugparametern ein CO₂-Ausstoß von 142 g/km im Benzinbetrieb und 111 g/km im CNG-Betrieb emittiert. Dies ergibt letztlich ein CO₂-Reduktionspotential von 22 %, welches durch weitere Optimierung noch zusätzlich gesenkt werden kann. Anhand der Ergebnisse wurde das prädiktive Verbrennungsmodell validiert und kann nun als Grundlage für weitere Untersuchungen dienen. Einen potentiellen Untersuchungsschwerpunkt stellt die Wassereinspritzung dar. Diese könnte alternativ zur untersuchten Abgasrückführung mit dem Ziel der Spitzendruckabsenkung eingesetzt werden, da aufgrund der höheren spezifischen Wärmekapazität weniger Masse in den Zylinder eingebracht werden muss, um vergleichbare Effekte auf die Verbrennung darzustellen. Außerdem kann bei einer Direkteinspritzung die Verdampfungsenthalpie genutzt werden um die Dichte der Zylinderladung zu erhöhen und das Aufladeaggregat zu entlasten.

Insgesamt kann der Literatur als auch den Ergebnissen und Empfehlungen dieser Arbeit entnommen werden, dass der Einsatz von Erdgas als Kraftstoff zusammen mit entsprechenden Motoranpassungen in vielerlei Hinsicht großes Potenzial birgt. So lässt sich mit Hilfe der Zumischung von regenerativ erzeugtem Methan ein monovalenter Erdgas-Motor als eine äußerst CO₂-arme oder gar CO₂-neutrale Technologie darstellen.

9 Literatur

- [1] N.N.: Energy Technology Perspectives 2012: Pathways to a Clean Energy System. International Energy Agency (2012).
- [2] Salber, D.; Dohmen, J.: Kurzfristige Verbrauchsmaßnahmen für Ottomotoren. MTZ (2006).
- [3] N.N.: Bundesanstalt für Geowissenschaften und Rohstoffe. Energiestudie 2014 - Reserven, Ressourcen und Verfügbarkeit von Energierohstoffen (2014).
- [4] N.N.: Golden Rules for a Golden Age of Gas. OECD/IEA – World Energy Outlook – Special Report on Unconventional Gas.
- [5] Jerzembeck, S.; Dahms, R.; Röhl, O. et al.: The Future in the Fuel Tank: Audi e-gas for the Audi A3 g-tron. In: 9. Tagung Gasfahrzeuge, 2014.
- [6] Eichlseder, H.; Klüting, M.; Piock, W. F.: Grundlagen und Technologien des Ottomotors. Der Fahrzeugantrieb. Springer, Wien, 2008.
- [7] Siebenpfeiffer, W. (Hrsg.): Energieeffiziente Antriebstechnologien. Hybridisierung - Downsizing - Software und IT. ATZ/MTZ-Fachbuch. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2013.
- [8] van Basshuysen, R.: Erdgas und erneuerbares Methan für den Fahrzeugbetrieb. Springer Fachmedien, Wiesbaden, 2015.
- [9] Spicher, U.: Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung. Ottokraftstoffe, Erdgas, Methan, Wasserstoff. ATZ / MTZ-Fachbuch. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2017.
- [10] Kraftfahrzeug-Bundesamt: Fahrzeugzulassungen (FZ), Bestand an Kraftfahrzeugen nach Umwelt-Merkmalen 2020.
- [11] Statista: Bestand an Erdgastankstellen in Deutschland von 2001 bis 2020. <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/256646/umfrage/anzahl-der-erdgastankstellen-in-deutschland/>.
- [12] DIN EN 16723-2 Erdgas und Biomethan zur Verwendung im Transportwesen und Biomethan zur Einspeisung ins Erdgasnetz.
- [13] van Basshuysen, R.; Schäfer, F. (Hrsg.): Handbuch Verbrennungsmotor. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven. ATZ / MTZ-Fachbuch. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2017.
- [14] Hilgers, M.: Alternative Antriebe und Ergänzungen zum konventionellen Antrieb. Springer Fachmedien, Wiesbaden, 2016.
- [15] Getzlaff, J.: Erdgas als Kraftstoff für Kfz- Verbrennungsmotoren 2005.

- [16] Boland, D.: Wirkungsgradoptimaler Betrieb eines aufgeladenen 1,0 l Dreizylinder CNG Ottomotors innerhalb einer parallelen Hybridarchitektur, @Stuttgart, Univ., Diss., 2010. <http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:bsz:93-opus-61328>.
- [17] Dingel, O. (Hrsg.): Gasfahrzeuge II. Auf dem Weg aus der Nische? Haus der Technik Fachbuch, Heft 69. Expert-Verl., Renningen, 2006.
- [18] Kramer, U.; Lorenz, T.; Hofmann, C. et al. (Hrsg.): Methane Number Effect on the Efficiency of a Downsized, Dedicated, High Performance Compressed Natural Gas (CNG) Direct Injection Engine. SAE Technical Paper, Köln, 2017.
- [19] Röth, J. A.: Untersuchung und Modellierung der optimalen Warmlaufstrategie eines monovalenten Erdgasmotors mit Turbolader, Zugl.: Zürich, Diss., Technische Wissenschaften, Eidgenössische Technische Hochschule ETH Zürich, Nr. 18356, 2009. <http://e-collection.ethbib.ethz.ch/show?type=diss&nr=18356>.
- [20] Hann, S.; Urban, L.; Grill, M. et al. (Hrsg.): Influence of Binary CNG Substitute Composition on the Prediction of Burn Rate, Engine Knock and Cycle-to-Cycle Variations. Society of Automotive Engineers International, Stuttgart, 2017.
- [21] Bargende, M.: Erdgas und erneuerbares Methan für den Fahrzeugantrieb. Wege zur klimaneutralen Mobilität. Der Fahrzeugantrieb. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2015.
- [22] Reif, K.: Ottomotor-Management kompakt. Motorsteuerung lernen, / Bosch. Konrad Reif (Hrsg.). Springer Vieweg, Wiesbaden, 2015.
- [23] Rottengruber, H.; Avramopoulos, I.: Kraftstoffe und Energieträger. Vorlesung. Magdeburg, 2019.
- [24] Bohatsch, S.: Ein Injektorkonzept zur Darstellung eines ottomotorischen Brennverfahrens mit Erdgas-Direkteinblasung, @Stuttgart, Univ., Diss., 2011. <http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:bsz:93-opus-76798>.
- [25] Scharlipp, S.: Untersuchung des Klopfverhaltens methanbasierter Kraftstoffe. Dissertation, Universität Stuttgart.
- [26] Berner, H.-J.; Bargende, M.: Ein CO₂-minimales Antriebskonzept auf Basis des Kraftstoffes Erdgas. In: Gasfahrzeuge : die passende Antwort auf die CO₂-Herausforderung der Zukunft? : mit 30 Tabellen, S. 74–97. Expert-Verl., Renningen, 2004.
- [27] Wohlgemuth, S.: CO₂-optimierter Antrieb eines Kleinfahrzeuges. Dissertation, Technische Universität München, München.
- [28] SAE Technical Paper (Hrsg.): Direct Injection of CNG on High Compression Ratio Spark Ignition Engine - Numerical and Experimental Investigation, 2011-01-0923, Guyancourt/Solaize, 2011.

- [29] SAE Technical Paper (Hrsg.): A Way towards Remarkable Reduction of CO₂-Emissions in Motorsports -The CNG-Engine, 2011-37-0006, Hannover, 2011.
- [30] Ratzke, A.: Modellierung der Flammenausbreitung und des Flammenlöschens im Gasmotor, Zugl.: Hannover, Univ., Diss., 2013. Berichte aus dem ITV, Heft 2013,3. PZH-Verl. TEWISS - Technik und Wissen GmbH, Garbsen, 2013.
- [31] Ritzinger, J.: Einfluss der Kraftstoffe RON95, Methan und Ethanol auf Flammenausbreitung und Klopfverhalten in Ottomotoren mit Abgasrückführung, Zugl.: Zürich, Diss., Eidgenössische Technische Hochschule ETH Zürich, Nr. 21519, 2013. <http://e-collection.ethbib.ethz.ch/show?type=diss&nr=21519>.
- [32] Stan, C.: Alternative Antriebe für Automobile. Hybridsysteme, Brennstoffzellen, alternative Energieträger. Springer Vieweg, Berlin, 2015.
- [33] Seboldt, D.: Untersuchungen zum Potenzial der CNG-Direkteinblasung zur Reduktion von HC-Emissionen in Gasmotoren. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2017.
- [34] chemie.de: Joule-Thomson-Effekt. Verfügbar unter. <http://www.chemie.de/lexikon/Joule-Thomson-Effekt.html> (Abruf: 18.12.2020).
- [35] Kleinschmidt, W.: Untersuchung des Arbeitsprozesses und der NO-, NO₂- und CO-Bildung in Ottomotoren. Zugl. = (Forschungsbericht d. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, Frankfurt, 168).
- [36] Raab, F.: Untersuchungen zur Reduzierung von Kohlenwasserstoff-Emissionen im Kaltstart von Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung. Raab, F. (Hrsg.): Untersuchungen zur Reduzierung von Kohlenwasserstoff-Emissionen im Kaltstart von Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung, Magdeburg, Univ., Diss., 2007., Disserrtation. Magdeburg, 2007.
- [37] EU-Richtlinie 2007/46/EG.
- [38] Wohlgemuth, S.: CO₂-optimierter Antrieb eines Kleinfahrzeuges. Dissertation, Universitätsbibliothek der TU München, München, 2016.
- [39] Wiesbaden, S. F.: „Verbrauchsreduzierungen Umsonst Gibt Es Nicht“. Motortechnische Zeitschrift 74 (2013), Heft 2, S. 106–108.
- [40] Schmid, A.; Grill, M.; Berner, H.-J. et al.: Transiente Simulation mit Scavenging beim Turbo-Ottomotor. MTZ-Motortechnische Zeitschrift (2010).
- [41] Milocco, A.: Ein flexibles, semi-empirisches Verbrennungsmodell für unterschiedliche ottomotorische Brennverfahren, Zugl.: Braunschweig, Techn. Univ., Diss., 2007. Ingenieurwissenschaften. Hut, München, 2007.
- [42] SAE Technical Paper (Hrsg.): The Effect of Fuel Rail Pressure on the Performance of a CNG-Direct Injection Engine, Perak, Malaysia, 2009.
- [43] Isermann, R.: Mechatronische Systeme. Grundlagen. Springer, Berlin, 2008.

- [44] Husted, L.; Karl, G.; Schilling, S. et al.: Direct injection of CNG for Driving Performance with Low CO₂. In: 23rd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology. 2014, Aachen.
- [45] SAE Technical Paper (Hrsg.): Development of a High Performance Natural Gas Engine with Direct Gas Injection and Variable Valve Actuation, Turin, Italien.
- [46] Johannes Oder, Isabelle Hoppe, Christian Wouters, Hermann Rottengruber, Stefan Pischinger (Hrsg.): Bewertung von homogenen CNG-DI-Brennverfahren in Kombination mit Hochlast-AGR, Miller-Verfahren und alternativen Zündsystemen. Tagungsbeitrag FVV-Frühjahrstagung, Würzburg, 2020.
- [47] Borgeest, K.: Messtechnik und Prüfstände für Verbrennungsmotoren. Messungen am Motor, Abgasanalytik, Prüfstände und Medienversorgung. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2016.
- [48] Merker, G. P.; Schwarz, C. (Hrsg.): Grundlagen Verbrennungsmotoren. Simulation der Gemischbildung, Verbrennung, Schadstoffbildung und Aufladung : mit 31 Tabellen. ATZ-MTZ Fachbuch. Vieweg + Teubner, Wiesbaden, 2009.
- [49] Pucher, H.; Zinner, K.: Aufladung von Verbrennungsmotoren. Grundlagen, Berechnungen, Ausführungen. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2012.
- [50] Wolany, A.: Untersuchungen zur impulsgetrennten Aufladung an einem Vierzylinder-Ottomotor. Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2016.
- [51] Dingelstadt, R.; Ewert, S.: Potenziale der Abgasrückführung beim Ottomotor. MTZ-Motortechnische Zeitschrift (2014).
- [52] Reif, K. (Hrsg.): Abgastechnik für Verbrennungsmotoren. Bosch Fachinformation Automobil. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2015.
- [53] Werth, C.: Potentiale des Erdgas-Benzin-Mischbetriebes am drosselfrei betriebenen Ottomotor mit einstufiger Turboaufladung durch Saugrohr-, Tangential- und Direkteindüsung. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern.
- [54] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. Der Fahrzeugantrieb. Springer, Wien, New York, NY, 2009.
- [55] Hofmann, P.; Hofherr, T.; Hoffmann, G. et al.: Potenzial der CNG-Direkt-einblasung für Downsizingmotoren. MTZ-Motortechnische Zeitschrift (2016).
- [56] Scharlipp, S.: Untersuchung des Klopfverhaltens Methanbasierter Kraftstoffe. Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart Ser. Vieweg, Wiesbaden, 2017.

- [57] Wenig, M.; Bargende, M.: Simulation der ottomotorischen Zyklenschwankungen, Stuttgart, Universität Stuttgart, Diss., 2013. <http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:bsz:93-opus-89505>.
- [58] N., N.: Engine Performance Application Manual Gamma Technologies.
- [59] Schimmel, D.: Präsentation: Predictive SI Combustion Modeling, Gamma Technologies, 2017.
- [60] Heywood, J. B.: Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill international editions. McGraw-Hill, New York, 1988.
- [61] Metghalchi, M.; Keck, J. C. (Hrsg.): Burning Velocities of Mixtures of Air with Methanol, Isooctane, and Indolene at high Pressure and Temperature. Combustion and Flame.
- [62] Witt, A.: Analyse der thermodynamischen Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen variabler Steuerzeiten, @Graz, Techn. Univ., Diss., 1999.
- [63] Csallner, P.: Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufes von Ottomotoren bei geänderten Betriebsbedingungen. Peter Csallner.
- [64] Hoppe, N.: Vorausberechnung des Brennverlaufes von Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung, Zugl.: München, Techn. Univ., Diss., 2002. Energietechnik. Hieronymus, München, 2002.
- [65] Kadunic S., Eberding B., Kühn G., Baar R.: Verbrennungsschwerpunktbasierte Brennverlaufs-Vorausberechnung für homogen betriebene Ottomotoren. MTZ 75. (2014).
- [66] Morel, T.; Dudenhofer, J. E. (Hrsg.): Fluid flow and heat transfer in reciprocating machinery. Papers. Heat Transfer Division, American Society of Mechanical Engineers. HTD, Heft 93. ASME, New York, 1987.
- [67] Grill, M.: Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren, @Stuttgart, Univ., Diss., 2006.
- [68] National Aeronautics and Space Administration: Thermo Build. Tables of thermodynamic properties. <https://cearun.grc.nasa.gov/ThermoBuild/> (Abruf: 22.04.2021).
- [69] Wenig, M.: GT, Technical Consultant - Thermodynamics, Email vom 05.07.2016.
- [70] Grote, K.-H.; Bender, B.; Göhlich, D. (Hrsg.): Taschenbuch für den Maschinenbau. Springer Vieweg, Berlin, Germany, 2018.
- [71] Kubis, R.: E-Mail vom 09.01.2017. Einblaszeitpunkt Advanced Powertrain.
- [72] Borchert, C.: BorgWarner Inc. Program Manager Corporate Advanced R & D. Interview mit Budde, M., 10.03.2016.
- [73] Mahle GmbH: Kolben und motorische Erprobung. ATZ / MTZ-Fachbuch. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2015.

- [74] Schneider, S.: Psychoakustische Bewertung verbrennungsmotorischer Geräusche. Dissertation, Universität Magdeburg, FMB-IMS-EMA, Magdeburg, 2021.
- [75] Luft, T.: Aktive und passive Schallreduktion am Dieselmotor. Dissertation, Universität Magdeburg, FMB-IMS-EMA, Magdeburg, 2016.
- [76] Heuer, S.: Verbrennungsgeräusch des direkteinspritzenden Hubkolbenmotors. Dissertation, Universität Magdeburg, FMB-IMS-EMA, Magdeburg, 2001.
- [77] Streng, S.; Wieske, P.; Nagel, N. et al.: Vergleich einer Erdgas-Direkteinblasung und VTG-Abgasturboaufladung an einem monovalenten Downsizing-Erdgasmotor. In: Liebl, J. (Hrsg.): Ladungswechsel im Verbrennungsmotor 2016. Proceedings, S. 173–191. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2017.
- [78] Dahnz, C.: Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Selbstzündung und Verbrennung in Ottomotoren. Dissertation, Logos Verlag Berlin GmbH.
- [79] Y. Okada, S. Miyashita et al.: Study of Low-Speed Pre-Ignition in Boosted Spark Ignition Engine, 2014.
- [80] S. Palaveev, M. Magar et al. (Hrsg.): Simulations and Experimental Investigations of Intermittent Pre-Ignition Series in a Turbocharged DISI-Engine. 4. IAV-Tagung Ottomotorisches Klopfen, 2012.
- [81] E. Schünemann, A. Witt et al. (Hrsg.): Pre-ignition analysis on a turbocharged gasoline engine with direct injection. 4. IAV-Tagung Ottomotorisches Klopfen, 2013.

10 Anhang

Verbrennungsanomalien während der Prüfstandversuche

Nach ca. 100 Betriebsstunden des Motors am Prüfstand kam es zu einem gehäuften Auftreten von Vorentflammungsphänomenen. Die Zylinderdrücke während dieser Anomalien bewegten sich im Bereich von 200 bar und darüber hinaus. Die Vorentflammungen traten auch bei niedrigen Lasten mit Schwerpunktlagenverlagerung bis vor den oberen Totpunkt auf. Nachdem die Kurbelgehäuseentlüftung und das Lager des Strömungsverdichters ausgeschlossen werden konnte und das Verhalten nach geraumer Zeit auftrat, wurde der Zylinderkopf entfernt, um etwaige Schäden an der Laubuchse bzw. den Kolbenringen auszuschließen. In dem Zusammenhang wurde davon ausgegangen, dass durch eine Schädigung der Kolbenringe übermäßig Öl in den Brennraum tritt und somit für die Vorentflammungen sorgt. Es zeigte sich jedoch, dass der Brennraum nicht übermäßig mit Ölrückständen belastet war. Auch die Zylinderwände zeigten keine übermäßigen Abnutzungserscheinungen, daher ist davon auszugehen, dass sich die Kolbenringpaarung in einem guten Zustand befanden.

Bei der Ursachenforschung kann die Verdünnung der Schmierölschicht an der Zylinderwand durch Kraftstoff, wie von DAHNZ [78] beschrieben, ausgeschlossen werden, da der Kraftstoff gasförmig in den Brennraum eingebracht wird. Andere Untersuchungen verweisen auf den Einfluss von festen Partikeln wie Ruß oder Ablagerungen im Brennraum von denen die Vorentflammung ausgeht [79].

Auch das gehäuften Auftreten von Vorentflammungen in diesem Zusammenhang konnte schon von PALAVEEV ET AL. [80] beschrieben werden. Hierbei wurde durch einen frühen Zündzeitpunkt Vorentflammungsserien ausgelöst. Diese These ist auch mit den Untersuchungen von SCHÜNEMANN ET AL. [81] und OKADA ET AL. [79] vereinbar.

Die Betrachtung der Kolbenoberflächen zeigten kugelförmige Ablagerungen, deren Belastung vom ersten bis zum dritten Kolben abnahm. Das bedeutet, dass sich an dem ersten Kolben starke Ablagerungen feststellen ließen, bei welchem die Vorentflammung auch am häufigsten auftrat. Der zweite Kolben war weniger schwer verunreinigt und der dritte kaum. Die Stärke der Ablagerung korrespondiert mit der Häufigkeit der Vorentflammungen.

Abbildung 73 zeigt eine Aufnahme und eine vergrößerte Ansicht der jeweiligen kugelförmiger Ablagerungen an den Kolben. Es wird davon ausgegangen, dass die Ablagerungen während des Betriebes anfangen zu glühen daraufhin sich das Luft- Kraftstoffgemisch an dem glühenden Teilchen im nächsten Kompressionstakt entzündete und so die Vorentflammungsphänomene auslöste. Diese Theorie deckt sich mit Anzahl der Ablagerungen

(Abfallend von Zylinder I zu III) und der Häufigkeit des Auftretens des Phänomens (Abfallend von Zylinder I zu III) sowie mit der Theorie nach DAHNZ [79].

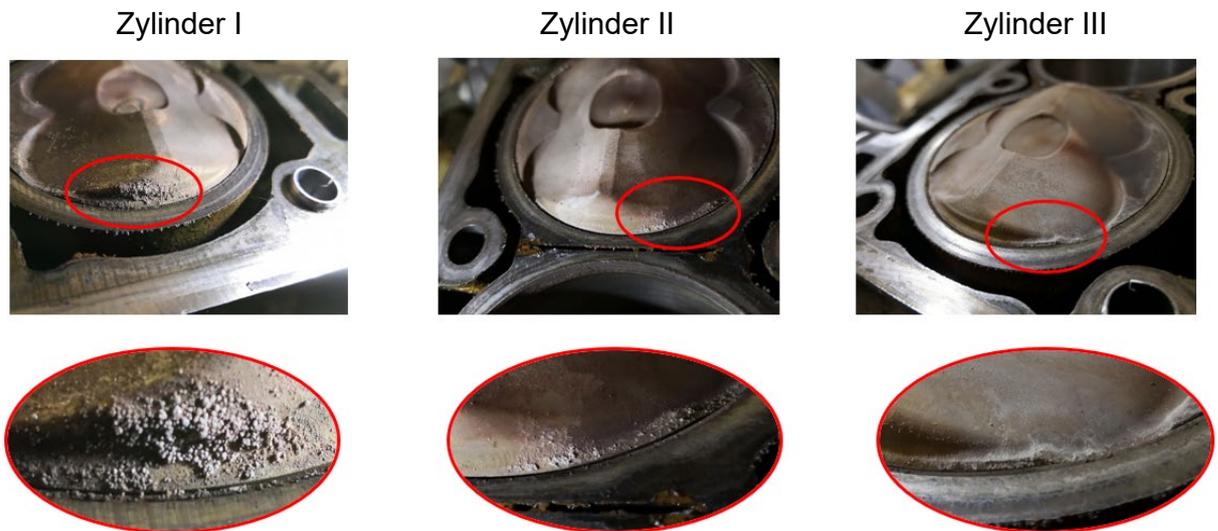


Abbildung 73: Kugelförmige Ablagerungen auf den Kolben mit vergrößerter Ansicht unter dem jeweiligen Kolbenabbildung

Die energiedispersive Röntgenspektroskopie mehrerer Ablagerungen hat einen hohen Anteil an Calcium nachgewiesen (vgl. **Abbildung 74**).

Dies deutet darauf hin, dass es sich um Rückstände aus dem Motoröl handelt. Es wird davon ausgegangen, dass der modifizierte Kolben das Zusammenspiel der Laufbuchse mit der Kolbenringpaarung veränderte und daher mehr Motoröl an den Kolbenringen vorbei in den Brennraum gelangte. So lagerte sich das im Motoröl enthaltene Calcium vermehrt an den Brennraumwänden und an den Kolben an.

Nach dem Entfernen der Ablagerungen aus dem Brennraum traten keine Vorverbrennungsphänomene mehr auf.

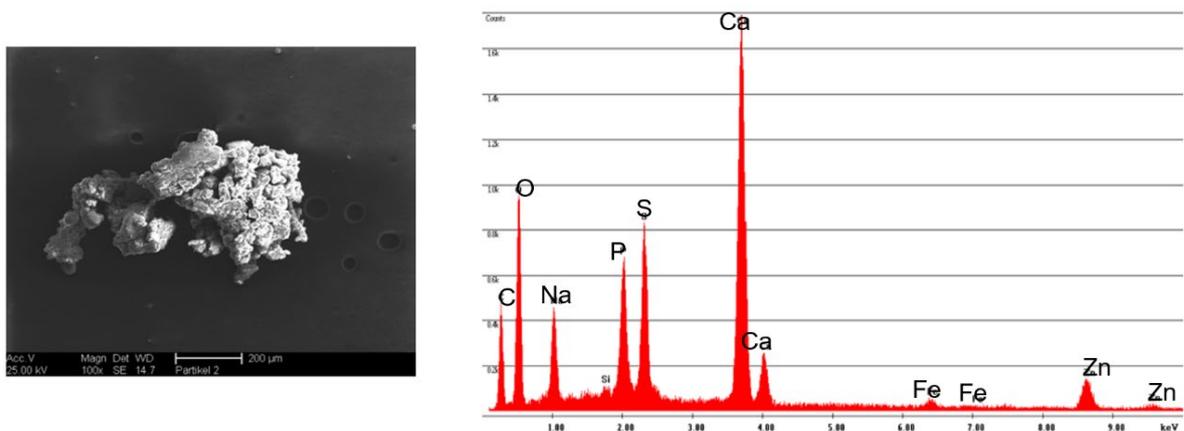


Abbildung 74: Ergebnisse der energiedispersive Röntgenspektroskopie mehrere Ablagerungen

Tabelle 18: Übersetzungen der Kompressoren (einstufig)

Kompressor Komp. Komp. Komp. Komp. Komp. Komp.
 Typ 1 Typ 2 Typ 3 Typ 4 Typ 5 Typ 6

i_G	0,27	0,26	0,26	0,32	0,26	0,26
-------	------	------	------	------	------	------

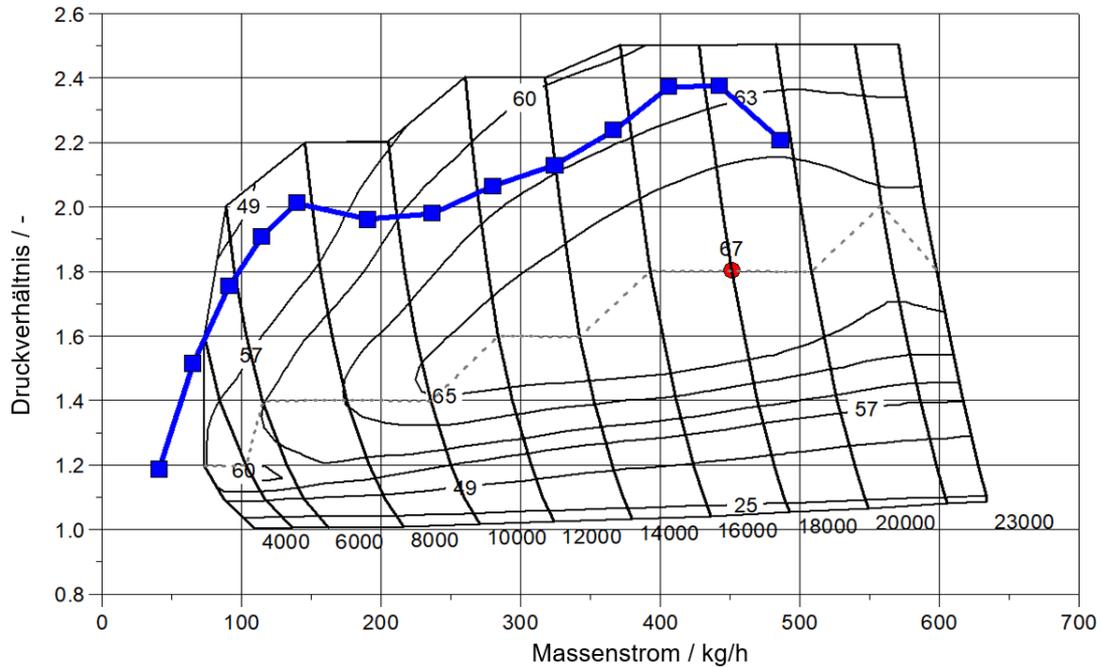


Abbildung 75: Betriebslinie im Kompressorkennfeld Typ 3

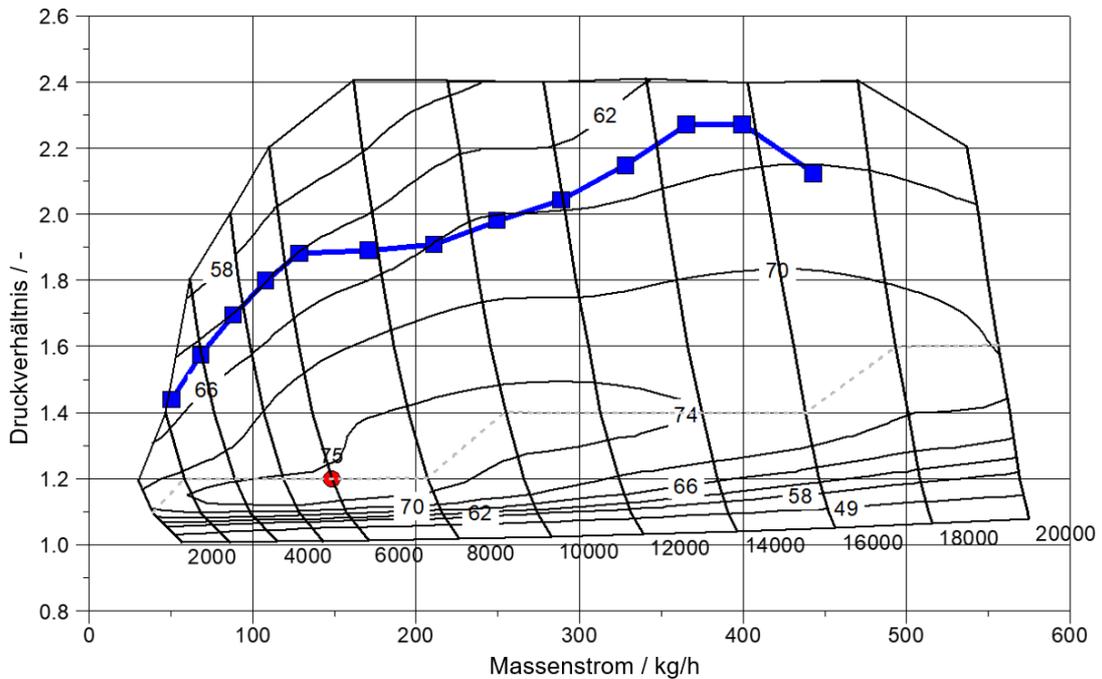


Abbildung 76: Betriebslinie im Kompressorkennfeld Typ 6

Tabelle 19: Kalibrierte Steuerzeiten der Vollastkurve

Drehzahl	Ausgangsbasis (1D-Simulation)	Optimale Ventilsteuerzeiten (Prüfstand)
[min ⁻¹]	EV öffnet [° KW v. LOT]	AV schließt [°KW n. LOT]
1000	15 10	20 05
1250	15 10	15 10
1500	15 10	20 05
1750	15 10	20 05
2000	15 10	15 10
2500	10 15	15 10
3000	10 12	10 12
3500	10 10	15 05
4000	10 10	10 05
4500	06 07	06 02
5000	00 05	00 05

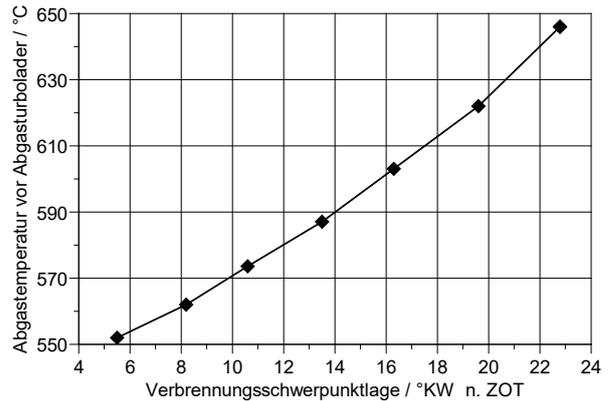
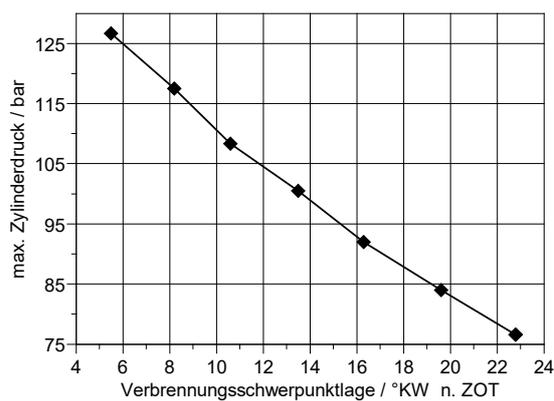
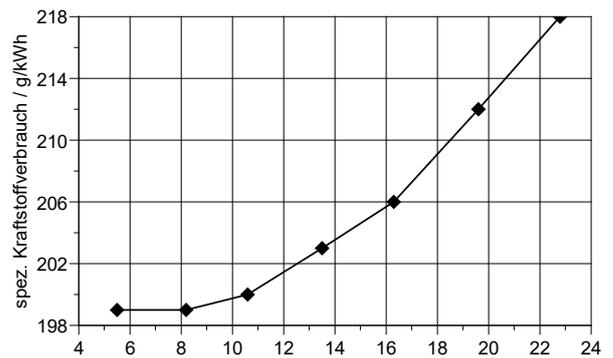
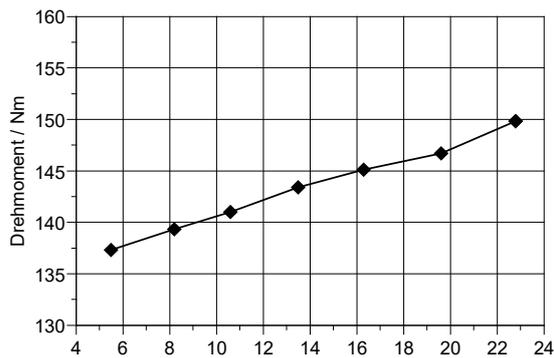


Abbildung 77: Ergebnisse Zündhaken bei 1750 min⁻¹ mit geschlossenem Wastegate

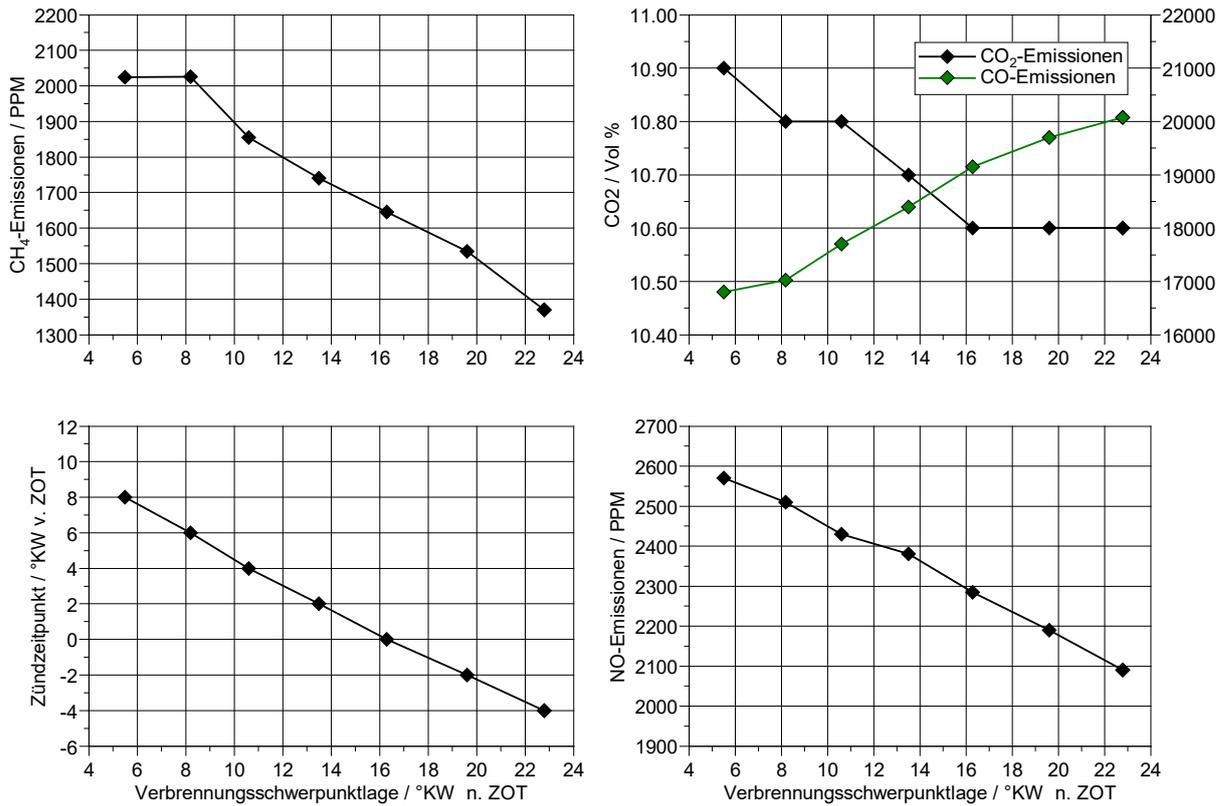


Abbildung 78: Abgasemissionen durch Zündhaken bei 1750 min⁻¹ mit geschlossenem Wastegate

Tabelle 20: Kalibrierter Einblasbeginn der Vollastkurve und Raildruck

Drehzahl	Einblasbeginn	Raildruck
[min ⁻¹]	°KW v. ZOT	bar (rel.)
1000	60	15,73
1250	100	15,66
1500	120	15,6
1750	140	15,55
2000	160	15,52
2500	180	15,47
3000	180	15,43
3500	240	15,39
4000	300	15,33
4500	320	15,31
5000	320	15,25

Tabelle 21: Feste Größen bei Steuerzeitenvariation

Drehzahl / min ⁻¹	1500
IMEP / bar	3
λ / -	1
Raildruck / bar	16
SOI / ° KW v. ZOT.	300
Kühlwassereintrittstemperatur / ° C	50°C

Tabelle 22: Feste Größen bei SOI-Variation und Zündhaken

Drehzahl / min ⁻¹	1500
IMEP / bar	3
λ / -	1
Raildruck / bar	16
Kühlwassereintrittstemperatur / ° C	50°C
Überschneidung	gering

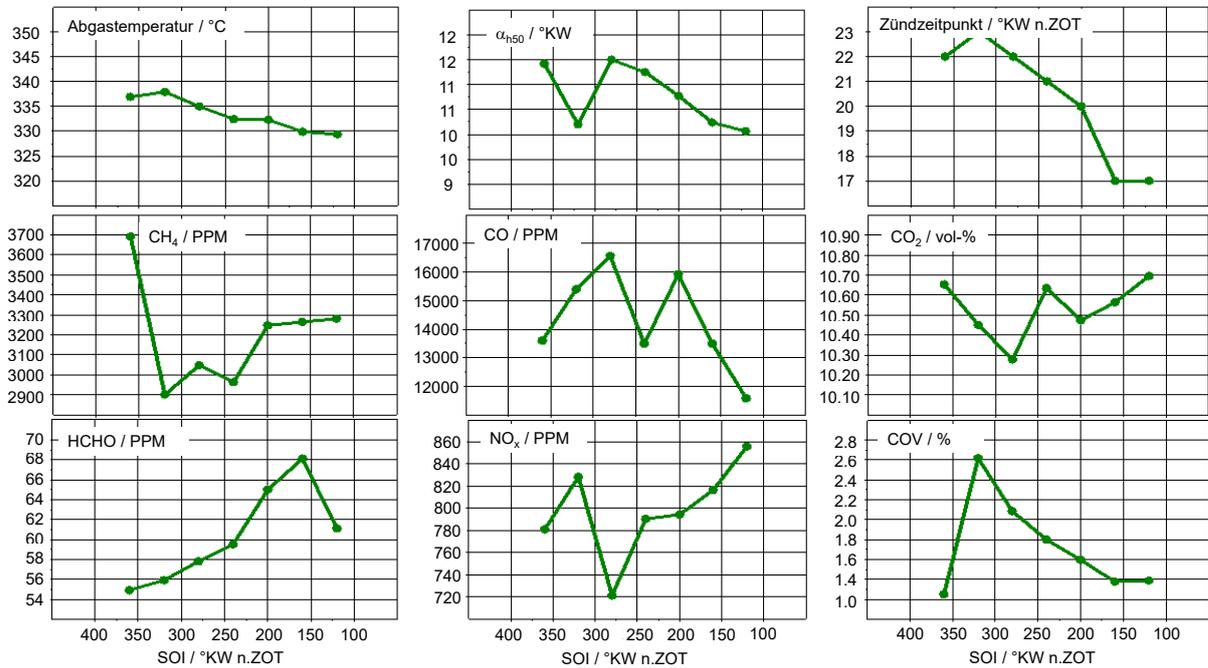


Abbildung 79: Auswirkungen des Einblasbeginns im Katalysator-Heizbetrieb bei IMEP = 3 bar

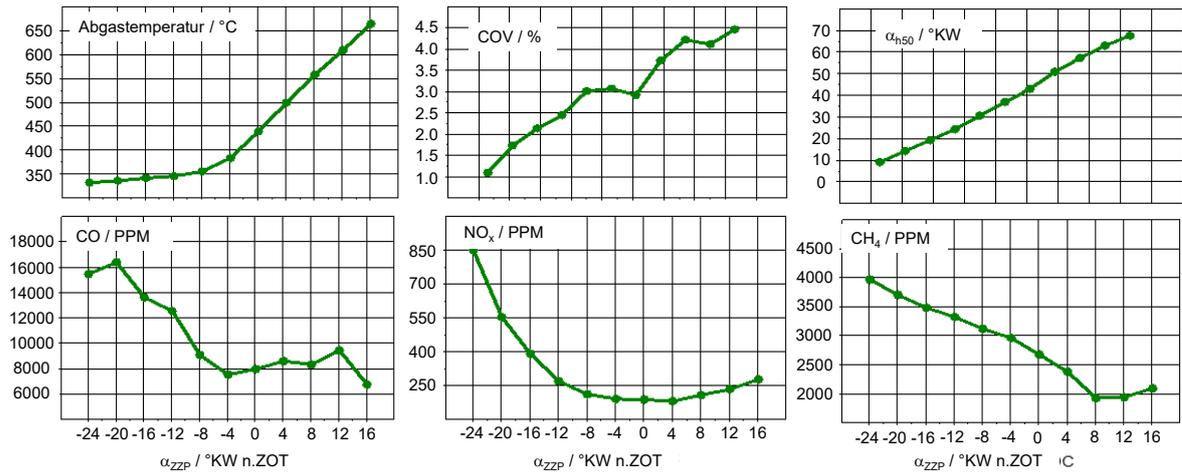


Abbildung 80: Auswirkungen des Zündzeitpunktes im Katalysator-Heizbetrieb bei IMEP = 3 bar

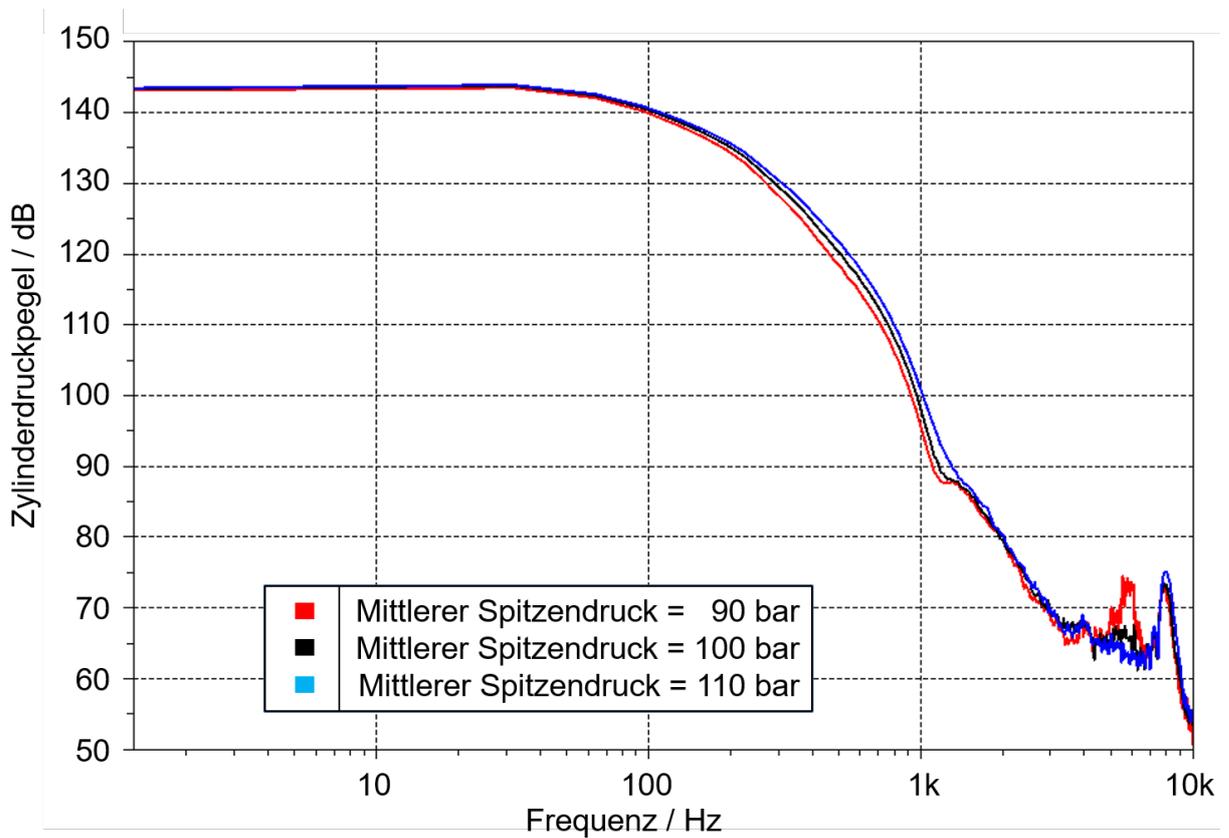


Abbildung 81: Fourier-Transformation des Zylinderdruckverlaufs unterschiedlicher mittlerer Spitzendrücke bei 14 bar effektiven Mitteldruck und 4000 min⁻¹

Tabelle 23: Fahrzeugdaten Ford Focus IV für RDE-Simulation

Fahrzeuggewicht / kg	1400
Gewicht: Fahrer und Zuladung / kg	150
Luftwiderstand / -	0.3
Stirnfläche / m ²	2.26
Achsabstand / mm	2648

Tabelle 24: RDE-Simulationsergebnisse

Ergebnisse	Benzin	Erdgas
Distanz / km	97,4	97,4
Zeit / s	6637	6637
Durchschnittsgeschwindigkeit / km/h	52,86	52,83
Höchstgeschwindigkeit / km/h	148	148
Höhengradient / %	0	0
CO ₂ -Emissionen / g/km	144	111
Durchschnittsdrehzahl / min ⁻¹	1806	1804
Durchschnittsdrehmoment / Nm	47,6	47,5
Durchschnittsleistung / kW	10,02	10,01