

# Masterarbeit

## Untersuchung der HCCI-Verbrennung an einem Großgasmotor

### Verfasser

Stefan Meixner

Oktober 2013

### Betreuer

Ao. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Andreas Wimmer

Dipl.-Ing. Dr. techn. Peter Christiner

Technische Universität Graz

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

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

## Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am .....

.....

(Unterschrift)

## **Vorwort**

Diese Arbeit wurde in Zusammenarbeit mit der Firma GE Jenbacher und dem Large Engines Competence Center am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik an der TU Graz erstellt.

Ganz besonders bedanken möchte ich mich bei meinem Betreuer seitens des LEC Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Peter Christiner und seitens GE Jenbacher bei Herrn Dr. Ing. Ettore Musu für die tatkräftige Unterstützung bei der Erstellung meiner Masterarbeit.

Ein weiterer großer Dank geht an Herrn Prof. Dr. Andreas Wimmer, meinem betreuenden Professor, für die Zurverfügungstellung der Ressourcen am LEC.

Weiters möchte ich mich noch bei allen Kollegen am LEC und bei GE Jenbacher für die zahlreichen informativen und hilfreichen Diskussionen bedanken.

Mein größter Dank geht aber an meine Familie, die mir dieses Studium überhaupt ermöglicht und mich während des Studiums durchgehend unterstützt hat.

## Kurzfassung

Die in Zukunft immer strenger werdenden Emissionsgrenzwerte stellen die Motorenbauer vor große Herausforderungen. Durch den Einsatz von Abgasnachbehandlungssystemen, ist es möglich die Emissionen zu reduzieren. Da diese Systeme sehr teuer sind, ist man bemüht die Emissionen bereits innermotorisch durch Entwicklung neuer Brennverfahren zu senken. Ein solches Verfahren stellt das HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition)-Brennverfahren dar. HCCI-Brennverfahren weisen ein großes Potential zur Reduktion der NO<sub>x</sub>- und Partikelemissionen auf, daher werden im Rahmen dieser Arbeit Untersuchungen zu diesem Thema an einem erdgasbetriebenem Einzylinder-Forschungsmotor beschrieben.

Da ein Erdgas HCCI-Verfahren ohne zusätzlichen Kraftstoff schwer zu kontrollieren ist und Erdgas zudem eine hohe Selbstentzündungstemperatur aufweist, wurden die Versuche mit Erdgas als Hauptkraftstoff und einer Dieselpiloteinspritzung durchgeführt. Der Dieselpiloteil dient hier zur Steuerung der Verbrennung und ermöglicht damit das Erreichen hoher Lasten.

Die durchgeführten Versuche zeigen, dass eine nahezu stickoxidfreie Verbrennung bei einer mittleren Last erreicht werden kann. Des Weiteren konnte bei einer hohen Last Verbrennungen mit niedrigen NO<sub>x</sub>-Emissionen erzielt werden. Auch die HC- und CO-Emissionen konnten durch eine schnelle Umsetzung des Kraftstoffes deutlich gegenüber dem Basiskonzept reduziert werden.

Abschließend erfolgte ein Vergleich dieses Brennverfahrens mit dem derzeit eingesetzten Verbrennungskonzept. Der Vergleich verdeutlicht das Potential eines HCCI-Brennverfahrens mit Dieselpiloteinspritzung in Bezug auf Emissionen und Wirkungsgrad.

## Abstract

The emission limits in the future will become stricter and the engine manufacturers have to deal with these great challenges. It is possible to reduce emissions with an exhaust after treatment system. Since these systems are very expensive, engineers are looking forward to develop new combustion concepts to reduce emissions without using an exhaust after treatment system.

One of these concepts is the HCCI (homogeneous charge compression ignition)-Combustion. The HCCI-Concept offers a high potential for reducing nitrogen and particular emissions. Within this thesis tests were performed on a single cylinder research engine.

Since a pure natural gas HCCI-Combustion is difficult to control and the self-ignition temperature of natural gas is very high, the tests were performed with natural gas as the main fuel and a pilot injection of diesel. The diesel amount is used to control the phasing of combustion and the load increase.

Within the experiments nearly nitrogen-oxide-free combustions with an average load could be achieved. Furthermore, combustions with low NO<sub>x</sub> emissions at high loads could be achieved. Also, the HC and CO emissions could be significantly reduced by a fast implementation of the fuel.

Finally, a comparison of this combustion concept with a combustion concept currently used was performed. The comparison pointed out the potential of HCCI combustion concept with diesel pilot injection regarding to emissions, efficiency and power.

## Inhaltsverzeichnis

<b>Untersuchung der HCCI-Verbrennung an einem Großgasmotor .....</b>	<b>I</b>
<b>1. Einleitung.....</b>	<b>1</b>
1.1. Motivation.....	1
1.2. Aufgabenstellung und Zielsetzung .....	1
<b>2. Stationäre Großgasmotoren .....</b>	<b>3</b>
2.1. Grundlagen stationärer Gasmotoren.....	3
2.2. Überblick GE-Jenbacher Gasmotoren .....	5
<b>3. HCCI-Brennverfahren .....</b>	<b>8</b>
3.1. Grundlagen der untersuchten Brennverfahren.....	8
3.2. Steuergrößen .....	11
3.3. Prozessgrößen.....	18
3.4. Arten von HCCI-Brennverfahren .....	19
3.5. Bisheriger Stand der Technik.....	20
3.6. Unterschiede zu konventionellen Magerverbrennungskonzepten.....	27
<b>4. Simulation GT-Power .....</b>	<b>28</b>
4.1. Grundlagen .....	28
4.2. Simulationsergebnisse mit dem Modell des Einzylindermotor .....	31
4.3. Simulationsergebnisse mit dem Modell des Vollmotors .....	40
<b>5. Messungen am 1 Zylinder Forschungsmotor.....</b>	<b>45</b>
5.1. Prüfstandsmesstechnik.....	47
5.2. Projektbezogene Prüfstandsadaption .....	51
<b>6. Ergebnisse HCCI-Brennverfahren bei interner Abgasrückführung.....</b>	<b>61</b>
<b>7. Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>63</b>

**8. Literaturverzeichnis ..... A**

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Emissionen über dem Luftverhältnis(In Anlehnung an [1]) .....	4
Abbildung 2: Einteilung der Baureihen [3] .....	6
Abbildung 3: Vergleich Diesel-, Otto- und HCCI-Brennverfahren [4].....	9
Abbildung 4: Alternative Verbrennungsverfahren (In Anlehnung an [5]).....	10
Abbildung 5: Selbstzündungstemperaturen verschiedener Kraftstoffe [6] .....	11
Abbildung 6: Einfluss der Einlasstemperatur [7].....	12
Abbildung 7: Einfluss des Luftverhältnisses [7] .....	13
Abbildung 8: Einfluss der AGR-Rate [7] .....	16
Abbildung 9: Einfluss der AGR-Rate bei Düse B und C [4] .....	21
Abbildung 10: Einfluss des Einspritzzeitpunktes [4] .....	22
Abbildung 11: Druck- & Brennverläufe in Abhängigkeit des SOI [4].....	23
Abbildung 12: Einfluss des Luftverhältnisses [4] .....	24
Abbildung 13: Einfluss des Ladedrucks [4].....	25
Abbildung 14: Potential zur Reduzierung von NOx- &Partikelemissionen [8].....	26
Abbildung 15: Staggered Grid (In Anlehnung an [9]).....	29
Abbildung 16: Modell Prüfstand P1 LEC .....	31
Abbildung 17: verwendete Ventilhubkurven am Einzylinder-Modell .....	34
Abbildung 18: HCCI-Brennverlauf aus einer Messung von 2006 .....	34
Abbildung 19: Temperaturverläufe bei 23,5 bar und 1 Nachhub .....	36
Abbildung 20: Temperaturverläufe bei 23,5 bar und 2 Nachhüben .....	38
Abbildung 21: Vollmotor Modell GT-Power .....	40
Abbildung 22: Detailansicht des Vollmotormodells.....	41
Abbildung 23: verwendete Ventilhubkurven am Vollmotor-Modell.....	42
Abbildung 24: HCCI-Brennverlauf aus einer Messung von 2013 .....	43
Abbildung 25: Temperaturverläufe Lastschleife .....	44

Abbildung 26: Forschungsmotor der Baureihe 6 .....	45
Abbildung 27: Prüfstandswarte P1 LEC .....	48
Abbildung 28: Software IndiCom .....	49
Abbildung 29: Software Tornado .....	50
Abbildung 30: Motor mit Adaptierungen .....	51
Abbildung 31: Schnittbild variabler Ventiltrieb .....	52
Abbildung 32: Software VVT .....	53
Abbildung 33: gemessene Ventilhubkurve mit variablem Ventiltrieb .....	54
Abbildung 34: Ladungswechselschleife .....	55
Abbildung 35: Ladungswechseldruckverlauf des Abgases .....	56
Abbildung 36: Reflexion der Druckwellen an der Gegendruckklappe .....	57
Abbildung 37: eingebauter Dieselinjektor .....	59
Abbildung 38: Detailansicht Injektordüse .....	60
Abbildung 39: Vergleich der Brennverläufe .....	61

## **Tabellenverzeichnis**

Tabelle 1: Geometriedaten BR6 .....	32
Tabelle 2: durchgeführte Untersuchungen .....	33
Tabelle 3: Varianten bei 23,5 bar Mitteldruck und 1 Nachhub .....	35
Tabelle 4: Ergebnisse bei 23,5 bar Mitteldruck und 1 Nachhub .....	35
Tabelle 5: Varianten bei 23,5 bar Mitteldruck und 2 Nachhüben .....	37
Tabelle 6: Ergebnisse bei 23,5 bar Mitteldruck und 2 Nachhüben .....	37
Tabelle 7: Ergebnisse Lastschleife Vollmotor .....	43
Tabelle 8: Kenndaten der Motorbaureihe 6 .....	46
Tabelle 9: Vergleich mit Serienkonzept .....	62

## Abkürzungsverzeichnis

<b>°C</b>	Grad Celsius
<b>°KW</b>	Grad Kurbelwinkel
<b>50% SQB</b>	50% Umsatzpunkt
<b>AGR-Rate</b>	Abgasrückführrate
<b>AV</b>	Auslassventil
<b>AVÖ</b>	Auslassventil öffnen
<b>AVÖ_Nh</b>	Auslassventil Nachhub öffnen
<b>AVS</b>	Auslassventil schließen
<b>AVS_Nh</b>	Auslassventil Nachhub schließen
<b>CAD</b>	Crank Angle Degree, Grad Kurbelwinkel
<b>CI</b>	Compression Ignition, Kompressionsgezündet
<b>CO</b>	Kohlenstoffmonoxid
<b>CO2</b>	Kohlenstoffdioxid
<b>dp3</b>	Spülgefälle (Druckdifferenz zw. Einlass- und Auslasskanal)
<b>dQB</b>	Brennverlauf
<b>DUR</b>	Dieseleinspritzdauer
<b>EGR</b>	Abgasrückführung
<b>Epsilon</b>	Verdichtungsverhältnis
<b>ETAI</b>	indizierter Wirkungsgrad
<b>ETAI_HD</b>	indizierter Wirkungsgrad der Hochdruckphase
<b>EV</b>	Einlassventil
<b>EVÖ</b>	Einlassventil öffnen
<b>EVS</b>	Einlassventil schließen
<b>HC</b>	Kohlenwasserstoffe

<b>HCCI</b>	Homogenous Charge Compression Ignition
<b>IMEP</b>	Indicated Mean Effective Pressure, indizierter Mitteldruck
<b>K</b>	Kelvin
<b>kW</b>	Kilowatt
<b>LAM_R_G</b>	Lambda, Luftverhältnis
<b>LEC</b>	Large Engines Competence Center
<b>M_Diesel</b>	Dieselmassenstrom
<b>M_G</b>	Gasmassenstrom
<b>M_L</b>	Luftmassenstrom
<b>MBF_50%</b>	50% Umsatzpunkt
<b>mg/nm<sup>3</sup></b>	Milligramm/Normkubikmeter bei Normbedingungen
<b>MW</b>	Megawatt
<b>Nh</b>	Nachhub
<b>NOx</b>	Stickoxide gesamt
<b>OT</b>	oberer Totpunkt
<b>P_MAX</b>	maximaler Spitzendruck
<b>p_RAIL</b>	Common Rail Druck
<b>p2'</b>	Ladedruck
<b>p2_STR</b>	Ladedruck
<b>PHI_Diesel_energ</b>	Dieselanteil(energetisch)
<b>PI_MIT</b>	indizierter Mitteldruck
<b>Ppm</b>	parts per million
<b>SCE</b>	Single Cylinder Engine, Einzylinderforschungsmotor
<b>SI</b>	Spark Ignition
<b>SOI</b>	Dieseleinspritzzeitpunkt

<b>SOOT</b>	Russemission
<b>SQB</b>	Summenbrennverlauf
<b>T2'</b>	Ansaugtemperatur
<b>v. OT</b>	vor dem oberen Totpunkt
<b>VVT</b>	Variabler Ventiltrieb
<b>ZOT</b>	Zünd Oberer Totpunkt
<b><math>\eta_{th,v}</math></b>	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors
<b><math>\kappa</math></b>	Kappa, Isentropenexponent
<b><math>\lambda</math></b>	Lambda, Luftverhältnis

## **1. Einleitung**

### **1.1. Motivation**

Gasmotoren zählen heute zu den effizientesten Strom- und Wärmerzeugern am Energiesektor. Die Gründe dafür sind die hohen Wirkungsgrade und die niedrigen Emissionen. Mit den immer strenger werdenden Emissionsgrenzwerten steigen auch die Anforderungen an die Gasmotoren. Eine Möglichkeit die Emissionen zu reduzieren, besteht in der Anwendung von Abgasnachbehandlungssystemen, jedoch sind diese System für Großmotoren sehr teuer, haben einen großen baulichen Bedarf und schmälern den Wirkungsgrad. Eine andere Möglichkeit besteht in der Entwicklung neuer Brennverfahren, die Emissionen bereits innermotorisch reduzieren. Ein solches Verfahren stellt das HCCI(Homogeneous Charge Compression Ignition)-Verfahren dar. Durch die homogene Selbstzündung können nahezu stickoxidfreie Verbrennung realisiert werden. Da hohe Lasten in der Gasmotorenentwicklung eine große Rolle spielen und HCCI-Brennverfahren mit reinem Erdgas in der Last beschränkt sind, kann eine Lasterhöhung durch eine Dieselpiloteinspritzung realisiert werden. Somit sollen HCCI-Brennverfahren mit Dieselpiloteinspritzung die geforderten Lasten bei geringsten Emissionen erfüllen.

### **1.2. Aufgabenstellung und Zielsetzung**

In den letzten Jahren wurde viel auf dem Gebiet der homogenen Selbstzündung geforscht. Zum einen wurden Verfahren mit nur einem Kraftstoff untersucht und zum anderen eine Kombination von 2 Kraftstoffen. Das in der Literatur beschriebene große Potential von HCCI-Brennverfahren mit Dieselpiloteinspritzungen soll in dieser Arbeit an einem erdgasbetriebenen Einzylinder Forschungsmotor untersucht werden.

Ziel dieser Untersuchungen ist es ein Brennverfahren zu entwickeln, mit dem niedrigste Emissionen auch bei hohen Lasten darstellbar sind. Dieses Brennverfahren könnten in Zukunft als Ersatz für das derzeit in Serie befindliche Verbrennungskonzept dienen und damit einen großen Vorteil in Bezug auf Emissionen, Wirkungsgrad und Leistung erbringen.

## 2. Stationäre Großgasmotoren

### 2.1. Grundlagen stationärer Gasmotoren

Stationäre Gasmotoren haben in den letzten Jahren wegen strengeren Emissionsrichtlinien und steigenden Energiepreisen immer mehr an Bedeutung gewonnen. Sie zählen heute zu den effizientesten Strom- und Wärmeerzeugern am Energiesektor und zeichnen sich durch hohe Wirkungsgrade und sehr niedrige Emissionen aus. Ein wichtiger Grund dafür ist das breite Spektrum an potentiellen Kraftstoffen mit guter Verfügbarkeit und Umweltverträglichkeit. Neben dem klassischen Erdgas kommen in Gasmotoren Deponie-, Klär-, Gruben-, und Gichtgase zum Einsatz, wodurch die Attraktivität gesteigert wird, da diese Gase sonst ohne Nutzung in die Atmosphäre geleitet werden. Die teilweise recht unterschiedlichen Eigenschaften der Gase, wie zum Beispiel Zusammensetzung, Heizwert und Klopfneigung stellen die Motorenbauer vor große Herausforderungen.

Gasmotoren werden als 2- und 4-Taktmotoren hergestellt. Als Brennverfahren kommen einerseits das fremdgezündete Ottoprozeduren und andererseits das selbstzündende Dieselpverfahren zum Einsatz.

Bei Gasmotoren werden vor allem 2 Verbrennungskonzepte unterschieden:

Zum einen handelt es sich hierbei um ein Konzept mit stöchiometrischen Luftverhältnis ( $\lambda=1$ ), d.h. es wird dem Kraftstoff genau so viel Luft zugegeben, wie zur Verbrennung theoretisch notwendig ist. Wie in Abbildung 1 ersichtlich, stellen die hohen Abgas-Rohemissionen stellen einen Nachteil dar. Um die strengen Abgasgesetzgebung zu erfüllen, können diese Rohemissionen jedoch durch einen 3-Wege-Katalysator reduziert werden. Ein weiterer Nachteil ergibt sich durch die hohe Verbrennungstemperatur, diese lässt eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses nicht zu, wodurch eine Leistungs- und Wirkungsgradsteigerung ausbleibt. Im Vergleich zu Benzinmotoren können Gasmotoren jedoch mit einem höheren Verdichtungsverhältnis, aufgrund der teilweise großen Anteile an klopfestem Methan im Kraftstoff, betrieben werden.

Einen weiteren Nachteil stellt die unvollständige Verbrennung dar. Diese entsteht durch die in der Praxis nie erreichbare ideale Homogenisierung der Ladungsmasse. Trotz dieser Nachteile und einer schwierigen Motorregelung werden  $\lambda=1$ -Konzepte häufig bei Anwendung mit schnellen Last- und Drehzahlwechseln eingesetzt.

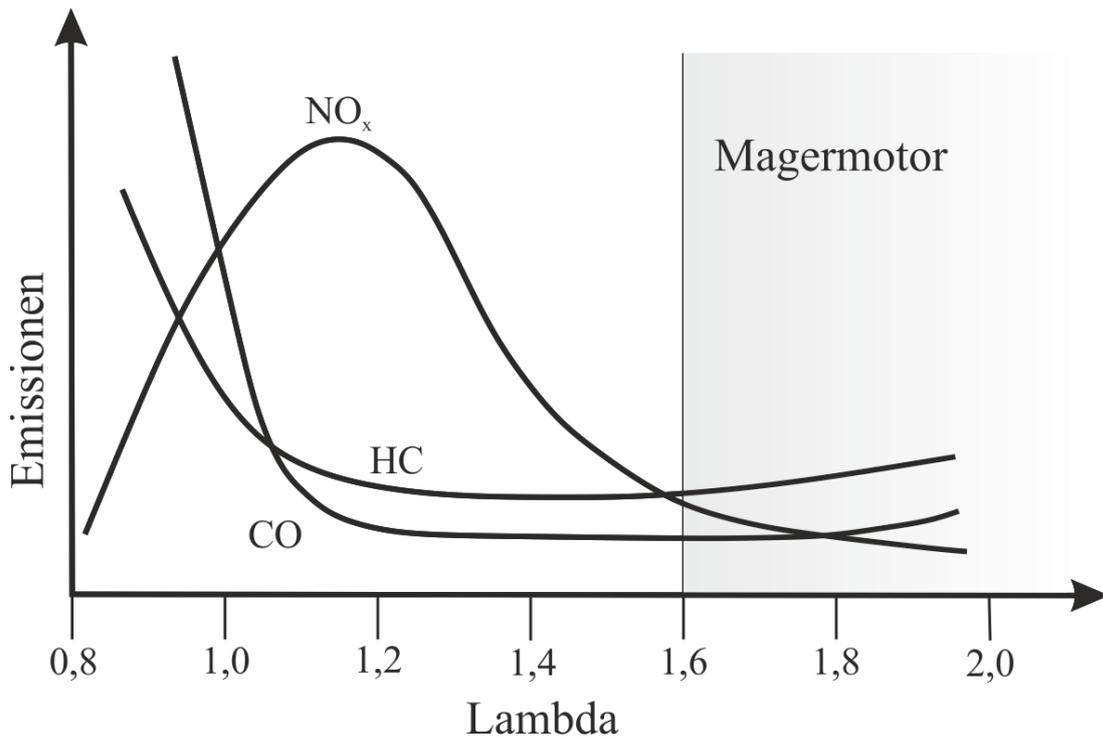


Abbildung 1: Emissionen über dem Luftverhältnis (In Anlehnung an [1])

Beim 2. Konzept handelt es sich um ein Magerkonzept mit  $\lambda > 1,6$ . Wie in Abbildung 1 zu sehen ist, sind Rohemissionen deutlich geringer als bei einem  $\lambda=1$ -Konzept. Um bei weiterer Abmagerung die Zündung noch gewährleisten zu können, werden unterschiedliche Zündungstechnologien verwendet. Beispiele dafür sind die Vorkammerzündung, die Dieselpiloteinspritzung und die Laserzündung. Durch diese Magerkonzepte können Emissionsgrenzwerte bereits ohne Abgasnachbehandlung eingehalten werden. Aufgrund des hohen Luftverhältnisses sinkt jedoch die Leistung, dem kann mit einer Aufladung des Motors entgegengewirkt werden. [2]

Ein noch relativ neues Verbrennungskonzept stellt das HCCI-Brennverfahren dar. Dabei handelt es sich um ein Konzept mit homogener Selbstzündung des Kraftstoffes. Die Vorteile dieses Verfahrens stellen die sehr geringen und NO<sub>x</sub>- und Rußemissionen dar. Das HCCI-Verfahren in einer Erdgas-Diesel-Kombination soll in dieser Arbeit genauer erläutert werden.

Abschließend sollen hier noch die generellen Entwicklungsziele an Verbrennungskonzepten für Großgasmotoren aufgezählt werden:

- Steigerung des Wirkungsgrades
- Steigerung der Leistung
- Einhaltung der Emissionsgrenzwerte
- Geringere Bauteilbelastung und daraus folgende längere Wartungsintervallzeiten

## **2.2. Überblick GE-Jenbacher Gasmotoren**

Im 15. Jahrhundert wurden in Jenbach im Laufe der Jahre die Jenbacher Berg- und Hüttenwerke gegründet. 1939 wurde das Werk durch die Ernst Heinkel AG übernommen und auf Rüstungsindustrie umgestellt. Während des Zweiten Weltkrieges wurden Flugzeugteile und Raketenantriebe produziert. Nach dem Zweiten Weltkrieg musste auf Friedensproduktion umgestellt werden und es wurden zunächst Haushaltsgeräte und landwirtschaftliche Maschinen hergestellt. 1948 wurde mit der Produktion von Dieselmotoren begonnen. Ab 1957 kamen auch Gasmotoren hinzu. Im Laufe der Zeit wurden nebenbei auch noch Lokomotiven und Eisenbahnwaggons gebaut. 2001 wurde die Schienenfahrzeugsparte verkauft und es wurden nur noch Gasmotoren produziert.

Der restliche Teil wurde 2003 von General Electrics übernommen und in GE Jenbacher umbenannt. [3]

Die seit 1985 weltweit patentierte LEANOX-Regelung stellte einen neuen Weg des Magerverbrennungskonzepts bei Gasmotoren dar. An diesem Konzept wird bis heute festgehalten.

Derzeit sind bei GE Jenbacher ca. 2000 Mitarbeiter weltweit beschäftigt.

Zurzeit werden ausschließlich stationäre Gasmotoren mit Leistungen zwischen 250 kW und 9,5 MW produziert, siehe Abbildung 2. [3]



Abbildung 2: Einteilung der Baureihen [3]

Die Gasmotoren von GE Jenbacher sind als 4-Takt Motoren ausgeführt, besitzen zwei oder vier Ventile pro Zylinder und eine ein- bzw. zweistufige Turboaufladung. Großteils werden die Motoren in der Kraft-Wärme-Kopplung (KWK), vereinzelt auch in Sonderanwendungen, eingesetzt.

Motoren der Baureihe (BR) 2 bilden mit einer Leistung von 250 bis 330 kW das untere Ende der Leistungspalette und werden ausschließlich als 8-Zylinder Reihenmotoren ausgeführt. Alle größeren Motoren werden als V-Motoren gebaut

und haben Zylinderzahlen zwischen 12 und 20 bzw. 24 (BR 6). Mit dem J 624 (BR 6) wurde weltweit erstmals ein Motor mit 24 Zylindern hergestellt. [3]

2010 wurde durch die Einführung von BR 9 die Produktpalette von GE Jenbacher erweitert. Dieser stellt mit seinen 20 Zylindern und mit einer maximalen elektrischen Leistung von 9,5 MW das obere Ende des Leistungsbereichs dar. Die Leistung reicht aus um 18.500 Haushalte mit Energie zu versorgen. Der zweistufig turboaufgeladene Motor mit der Typenbezeichnung J 920 ist den Großgasmotoren zuzuordnen. [3]

### 3. HCCI-Brennverfahren

Es wurde immer wieder versucht Brennverfahren zu entwickeln, die die Vorteile von Diesel- und Ottomotoren kombinieren, insbesondere die hohe Leistungsdichte des Ottomotors und der hohe Wirkungsgrad des Dieselmotors. Ein solches Verfahren stellt das HCCI(Homogeneous Charge Compression Ignition)-Brennverfahren dar, da hier die Qualitätsregelung durch direkte Einspritzung mit der raschen rußfreien vorgemischten Verbrennung mit Selbstzündung verbunden werden. [2]

#### 3.1. Grundlagen der untersuchten Brennverfahren

Beim HCCI-Brennverfahren wird das homogene Kraftstoff-Luft-Gemisch soweit verdichtet, bis es kurz vor dem oberen Zündtotpunkt zu einer Selbstentzündung kommt. Dabei wird das gesamte homogene Gemisch nahezu gleichzeitig im Brennraum verbrennt. Die nahezu gleichzeitige Verbrennung erfolgt innerhalb weniger Grad Kurbelwinkel und verursacht hohe Spitzendrücke, die zu hohen mechanischen Belastungen des Motors führen. Der Regelung kommt daher große Bedeutung zu. Die zur Regelung des Selbstzündungsprozesses bedeutenden Einflussgrößen sind die Ladungstemperatur und Zylinderdruck und Zylindertemperatur beim Schließen der Einlassventile, der Restgasanteil und das Luftverhältnis.

Um die für die Selbstzündung erforderlichen Temperaturen zu erreichen, muss die Einlasstemperatur oder das Verdichtungsverhältnis erhöht werden oder die Zylinderladung einen hohen heißen Restgasanteil enthalten. Dieser wird entweder über externe oder interne Abgasrückführung (AGR) erreicht. Einerseits bewirkt das Restgas eine hohe Ladungsverdünnung, welche zu einem höheren Wirkungsgrad führt. Andererseits entstehen durch die Inertgaswirkung des AGRs eine unter der NO<sub>x</sub>-Bildungstemperatur liegende Verbrennungstemperatur und daher zu sehr niedrigen NO<sub>x</sub>- Emissionen. Eine ideal homogene Zylinderladung

bedeutet, dass das lokale Luftverhältnis dem globalen entspricht, womit fette Zonen vermieden werden, die für die Rußbildung verantwortlich sind [2]. Die Emissionen können auch durch Abgasnachbehandlungssysteme reduziert werden, jedoch führen diese Systeme zu höheren Anschaffungskosten, zu einem erhöhten Verbrauch und dadurch zu mehr CO<sub>2</sub>-Emissionen.

Abbildung 3 zeigt den Vergleich eines Diesel-, Otto-, und HCCI-Brennverfahrens. Beim Diesel führen die heißen Zonen am Rand der Einspritzstrahlen zur NO<sub>x</sub>-Produktion. In diesem Bereich liegt ein nahezu stöchiometrisches Luftverhältnis vor. Im Inneren des Einspritzstrahls führt der örtliche Luftmangel zur Rußproduktion. Bei den funkengezündeten Ottomotoren bildet sich eine von der Zündkerze ausgehende Flammenfront aus. Die Temperaturen sind wie die NO<sub>x</sub>-Bildung vom Luftverhältnis abhängig.

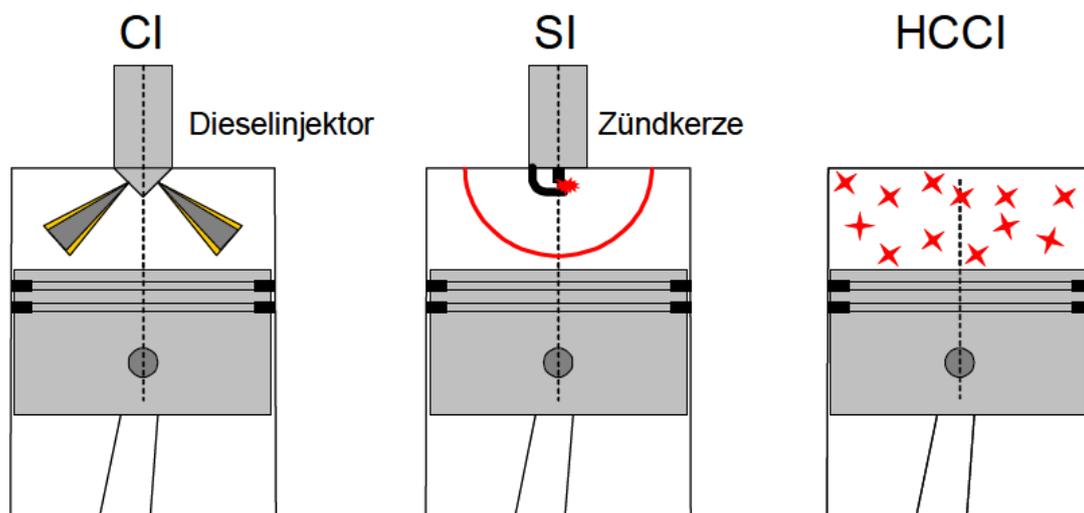


Abbildung 3: Vergleich Diesel-, Otto- und HCCI-Brennverfahren [4]

Abbildung 4 zeigt die Lage alternativer Brennverfahren in Bezug auf lokaler Flammentemperatur und dem Luftverhältnis. Kohlenwasserstoffe neigen bei der Verbrennung unter lokalem Luftmangel zur Rußbildung. Auch die Rußbildung ist wie die NO<sub>x</sub>-Bildung temperaturabhängig. [1] Da ein HCCI-Verfahren bei einem hohen Luftverhältnis und niedrigen Verbrennungstemperaturen betrieben wird, eignet es sich gut um Ruß- und NO<sub>x</sub>-Emissionen innermotorisch zu reduzieren.

Um bei einem Großmotor die erhöhten HC- und CO-Emissionen zu reduzieren, kann, wie bei einem PKW-Motor, ein handelsüblicher Oxidationskatalysator eingesetzt werden.

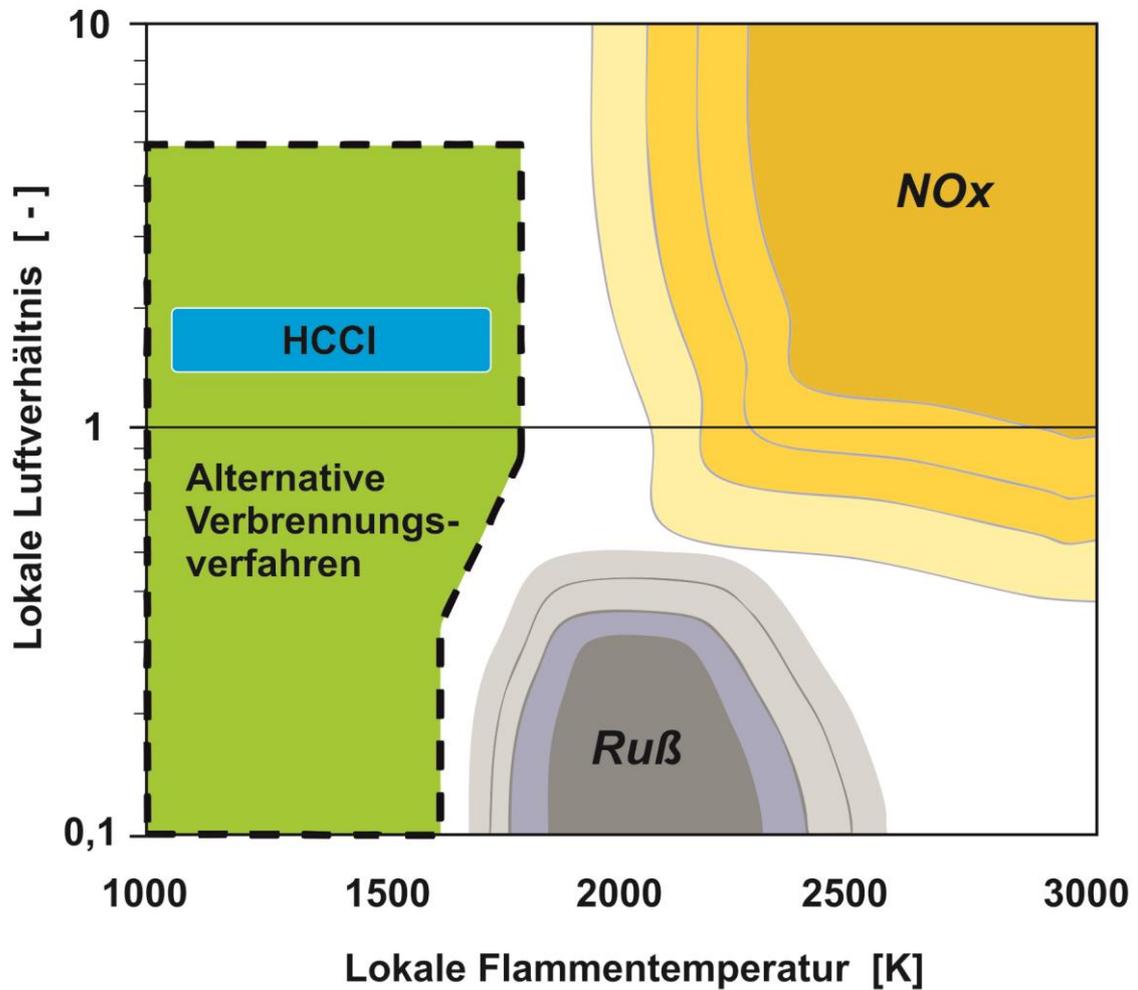


Abbildung 4: Alternative Verbrennungsverfahren (In Anlehnung an [5])

### 3.2. Steuergrößen

Die Steuerung der HCCI-Verbrennung stellt sich als äußerst schwierig dar, ist aber wichtig um die Belastung des Triebwerks zu reduzieren. Die Steuergrößen und deren Einfluss auf die Prozessgrößen sollen in den nächsten Abschnitten kurz erklärt werden.

- Einlasstemperatur und Verdichtungsverhältnis:

Das Anheben der Einlasstemperatur und des Verdichtungsverhältnisses ist nötig um die teilweise hohen Selbstzündungstemperaturen des jeweiligen Kraftstoffes zu erreichen.

Die Selbstzündungstemperatur ist jene Temperatur bei der sich ein Kraftstoff-Luft-Gemisch ohne äußere Zündquelle in einem offenen Gefäß bei normalem Luftdruck nur aufgrund seiner Temperatur selbst entzündet [5]. Abbildung 5 zeigt die Selbstzündungstemperatur von verschiedenen Kraftstoffen.

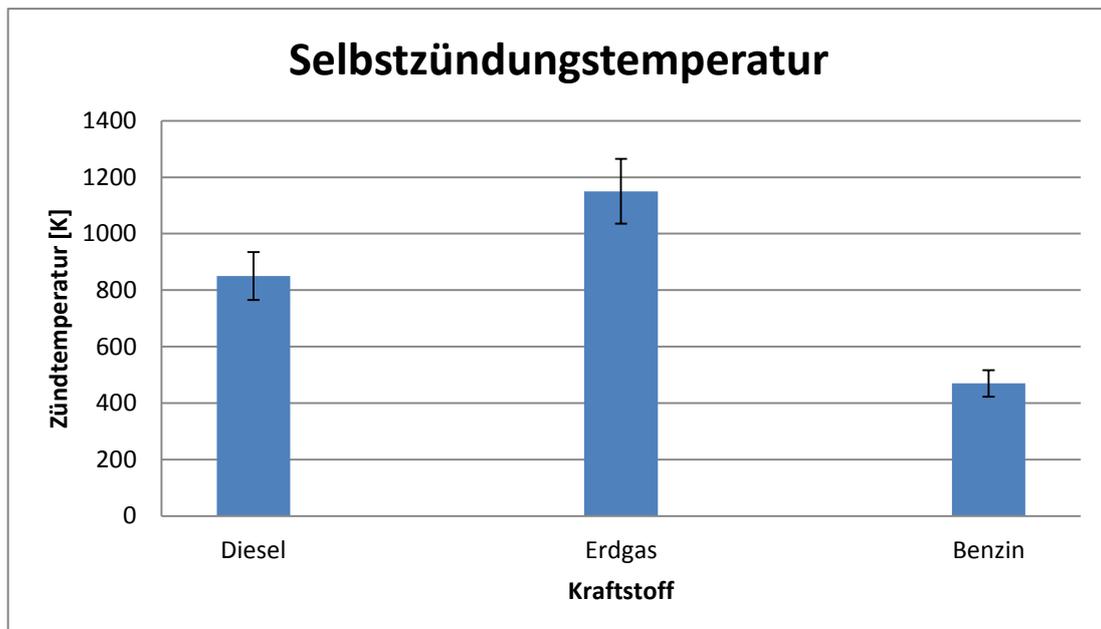


Abbildung 5: Selbstzündungstemperaturen verschiedener Kraftstoffe [6]

Es sollte eine geeignete Kombination von Einlasstemperatur und Verdichtungsverhältnis gewählt werden, bei der genügend Temperaturreserve zur Steuerung des Brennbeginns in beide Richtungen (früh, spät) verbleiben. Der Verbrennungsbeginn kann dadurch gut gesteuert werden, siehe Abbildung 6. Zur Steuerung der Brenndauer ist die Temperatur bei Brennbeginn weniger geeignet. Hierfür eignet sich das Luftverhältnis oder die AGR-Rate, wie in den nachfolgenden Abschnitten noch beschrieben wird.

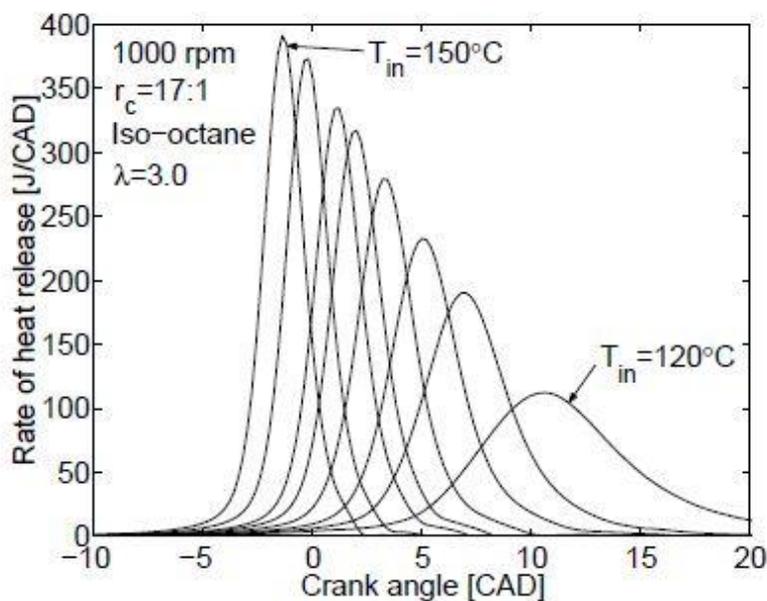


Abbildung 6: Einfluss der Einlasstemperatur [7]

- Luftverhältnis (Lambda  $\lambda$ ):

Der magere Bereich ( $\lambda \approx 5$ ) ist gekennzeichnet durch eine verzögerte Verbrennung, niedriges Temperaturniveau und hohe CO- und HC-Emissionen. Weiters ist die erreichbare Leistung geringer. Der fette Bereich im HCCI-Verfahren ist limitiert durch zu hohe Umsetzraten und liegt im Bereich von  $\lambda = 2 - \lambda = 2,5$  je nach Kraftstoff. Darunter kommt es zu Klopferscheinungen mit hohen Spitzendrücken. Dieser Bereich ist für Kraftstoffe wie Diesel, Ethanol, Methanol in etwa gleich. [7] Bei Erdgas verschiebt sich das Limit der fetten  $\lambda$ -Grenze aus 2 Gründen zu niedrigeren Werten [4]:

- ein gasförmiger Kraftstoff erfüllt mehr Volumen als ein flüssiger, d.h. er hat eine niedrigere molare Masse und somit eine geringere Leistungsdichte im Vergleich zu Flüssigkraftstoff bei gleichem Lambda
- Erdgas hat eine höhere Selbstentzündungstemperatur als flüssige Kraftstoffe, bei gleichem Verdichtungsverhältnis ist also eine höhere Ansaugtemperatur nötig, was eine geringere Füllung des Zylinders zu Folge hat.

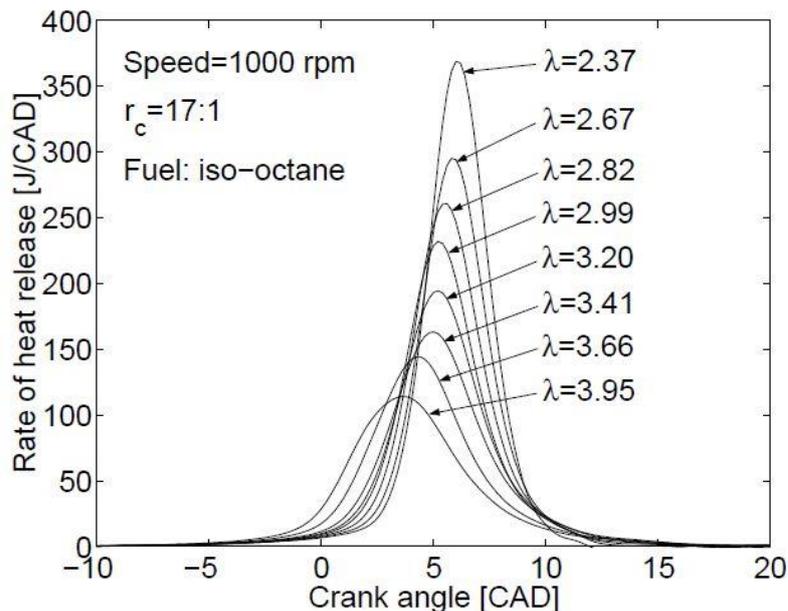


Abbildung 7: Einfluss des Luftverhältnisses [7]

Gut ersichtlich in Abbildung 7 sind die schnelleren Umsetzraten und die kürzere Brenndauer bei geringerem Lambda.

Die Selbstzündung kann durch Veränderung einiger Parameter mit verschiedenen Luftverhältnissen umgesetzt werden. Einerseits besteht die Möglichkeit eines  $\lambda=1$  Konzepts mit hohen AGR-Raten ( $\approx 60\%$ ), andererseits kann durch ein sehr hohes Lambda die AGR-Rate sehr gering gehalten werden. Beide Konzepte sind aufgrund der erreichbaren Leistung und des hohen Spitzendrucks eingeschränkt. Ein indizierter Mitteldruck von 16 bar wurde in den vorher beschriebenen Versuchen durch ein mageres aufgeladenes Gemisch mit Abgasrückführung erreicht.

- AGR-Rate

Bei Abgasrückführungssystemen unterscheidet man prinzipiell 2 Systeme, die interne und externe Abgasrückführung.

Die interne AGR wird durch die Änderung der Nockenwellengeometrie oder durch einen variablen Ventiltrieb verwirklicht. Des Weiteren ist es möglich das interne AGR durch das Spülgefälle zu variieren, dies ist allerdings nachteilig, da bei einem geringen bzw. negativen Spülgefälle der Wirkungsgrad sinkt. Das Spülgefälle beschreibt die Druckdifferenz vom Einlass- zum Auslasskanal. Bei internem AGR ist die Kühlung des rückgeführten Abgases nicht möglich, dadurch ist die Steuerung über die Ladungstemperatur nicht möglich. Jedoch kann durch das hohe Temperaturniveau des rückgeführten Abgases die Selbstentzündungstemperatur der jeweiligen Kraftstoffe schneller erreicht werden. Einen weiteren Nachteil stellt der begrenzte Einsatzbereich - je nach Motor - von ca. 30% dar.

Die Umsetzung der externen Abgasrückführung stellt einen hohen baulichen Aufwand dar. Bei der externen Abgasrückführung unterscheidet man prinzipiell 3 Möglichkeiten:

- Beim ersten Konzept handelt es sich um ein Hochdruck-AGR-System, dabei wird dem Abgasmassenstrom vor dem Turbineneintritt ein Teilstrom entnommen und durch einen Wärmetauscher und einen zusätzlichen Verdichter geleitet. Der abgasseitig entnommene Teilstrom wird nach dem Verdichter des Turboladers und dem Ladeluftkühler dem einlassseitigen Massenstrom hinzugeführt. Der Vorteil dieses Konzepts liegt in der freiwählbaren Temperatur und Menge. Der Nachteil liegt in erhöhten Ladungswechselperlusten, da der Teilstrom des Abgases durch den zusätzlichen Verdichter auf das Druckniveau der Ladeluft gebracht werden muss.
- Ein weiteres Konzept stellt das Niederdruck-AGR-System dar. Dabei wird dem Abgasmassenstrom nach dem Turbinenaustritt ein Teilstrom entnommen und durch einen Wärmetauscher und einen Verdichter geleitet. Die Menge an rückgeführtem Abgas wird dem einlassseitigen

Massenstrom vor dem Verdichter des Turboladers hinzugefügt. Auch hier liegt der Vorteil in der frei wählbaren Temperatur und Menge. Die Ladungswechselverluste durch den zusätzlichen Verdichter sind in diesem Fall geringer, da das Druckniveau deutlich niedriger ist. Da das rückgeführte Abgas durch den Verdichter des Turboladers geleitet wird, stellt die Verschmutzung des Verdichters einen Nachteil dar.

- Die 3. Möglichkeit der externen AGR liegt in der Verwendung eines Spenderzylinderkonzepts. Dabei wird der Abgasstrom von ausgewählten Zylindern, sogenannten Spenderzylindern, nicht durch die Turbine des Turboladers geleitet sondern direkt dem einlassseitigen Massenstrom hinzugeführt. Der Teilstrom des Abgases durchläuft einen Wärmetauscher um die Temperatur des Gases zu regeln. Für dieses Konzept ist kein zusätzlicher Kompressor nötig, damit treten hier keine zusätzlichen Ladungswechselverluste auf. Der Nachteil dieses Systems liegt in der fix vorgegebenen maximalen AGR-Menge. Diese wird durch die Anzahl der Spenderzylinder bestimmt.

Mit steigender AGR-Zumischung kommt es bei Großmotoren im ungedrosselten Betrieb zu Leistungseinbußen, aufgrund der Verminderung der Brennstoff- und Frischluftzufuhr bei gleichbleibender Zylinderladungsmasse. Dies kann durch erhöhten Ladedruck kompensiert werden, um die Leistung konstant zu halten, wodurch Probleme bei der Turboladerauslegung aufgrund der niedrigen Abgasenthalpien entstehen. [4]

Bei homogenen Brennverfahren hat die AGR folgende Aufgaben [4]:

- Verlangsamung der Verbrennung, da die spezifische Wärmekapazität von Abgas, aufgrund des Wasseranteils größer als die der Luft ist. Ohne AGR wird die gesamte Ladung innerhalb von wenigen  $^{\circ}\text{KW}$  umgesetzt, dadurch entstehen zu hohe Spitzendrücke und zu niedrige Wirkungsgrade. Durch die Erhöhung des Luftverhältnisses kann eine geringe Verlangsamung der Verbrennung erreicht werden.

- Senkung der Gastemperatur, aufgrund der höheren spezifischen Wärmekapazität und dadurch Verminderung der NO<sub>x</sub>-Emissionen
- Steuerung des Verbrennungsbeginns

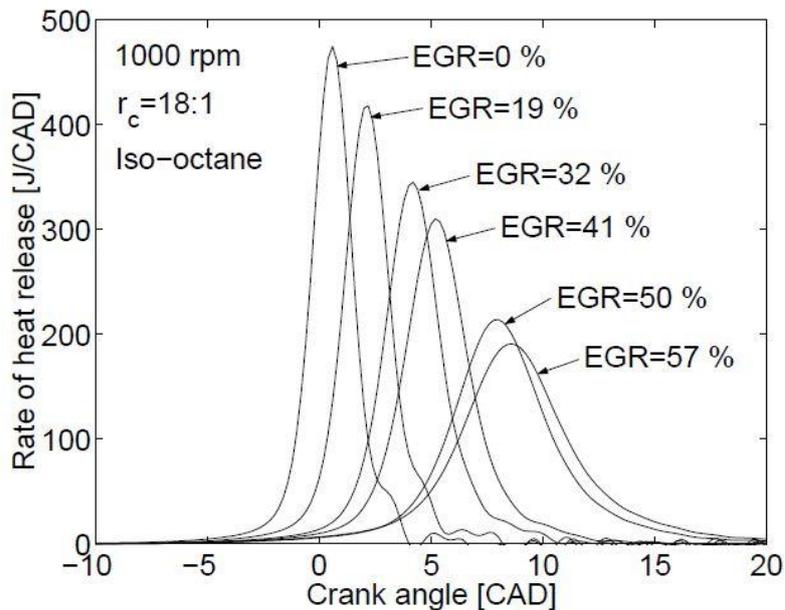


Abbildung 8: Einfluss der AGR-Rate [7]

Wie in Abbildung 8 ersichtlich eignet sich die AGR-Rate gut um den Brennbeginn, die Verbrennungsdauer und damit auch die Umsetzrate zu steuern.

- Aufladung

Eine Aufladung ist aufgrund der geforderten hohen Lasten bei stationären Großgasmotoren unerlässlich. Die niedrigen Abgastemperaturen führen zu niedrigen Abgasenthalpien und diese schränken den Aufladegrad ein. Auch zu beachten sind die hohen Spitzendrücke und die mangelnde Kontrolle des Verbrennungsbeginns bei steigendem Aufladegrad.

- Anteil an Zweitkraftstoff

Da das Erdgas eine sehr hohe Selbstentzündungstemperatur hat, sind ein hohes Verdichtungsverhältnis und/oder ein hohes thermisches Niveau erforderlich. Dem kann man mit der Verwendung eines Zweitkraftstoffes mit einer niedrigeren Selbstentzündungstemperatur entgegenwirken. Des Weiteren dient der Zweitkraftstoff zur Steuerung und Kontrolle des Brennverfahrens. Der Anteil an Zweitkraftstoff soll so gering wie möglich gehalten werden, da der Hauptumsatz der Verbrennung durch das Erdgas-Luft-Gemisch erfolgen soll und der Zweitkraftstoff als Zündimpuls dient.

### 3.3. Prozessgrößen

Der folgende Abschnitt beschreibt kurz den Einfluss der Steuergrößen auf die Prozessgrößen. Als die wichtigsten Prozessgrößen seien der Wirkungsgrad, die Emissionen, die Leistung und der Spitzendruck erwähnt.

Der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors ist abhängig vom thermischen Prozessniveau und den Stoffwerten, siehe Formel 1. Das  $\varepsilon$  in der Formel beschreibt das Verdichtungsverhältnis, das  $\kappa$  den Isentropenexponent. Der Isentropenexponent lässt sich aus dem Verhältnis der spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Druck zur spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Volumen berechnen und entspricht der temperaturbedingten Gasausdehnung. [1]

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

Der indizierte Wirkungsgrad ergibt sich durch Abzug aller Verluste (reale Verbrennung, unvollständige Verbrennung, Wärmeübergang und Leckagen). In weiterer Folge ergibt sich der effektive Wirkungsgrad durch Abzug der Reibungsverluste vom indizierten Wirkungsgrad. Der theoretische Wirkungsgrad steigt mit steigendem Luftverhältnis, aufgrund der Veränderung der Stoffwerte. Der reale Wirkungsgrad sinkt beim HCCI-Verfahren jedoch mit erhöhtem Lambda aufgrund der sinkenden Verbrennungstemperaturen, die höhere CO-, und HC-Emissionen zu Folge haben. Dadurch vergrößern sich die Verluste der unvollständigen Verbrennung. Im Gegensatz dazu sinken aber die NOx- und Partikelemissionen. [4]

Aus diesen Überlegungen ist es einfach zu erkennen, dass sich ein HCCI-Brennverfahren nur durch einen Kompromiss der verschiedenen Steuergrößen darstellen lässt. Wie weit sich diese beeinflussen soll in den nächsten Kapiteln erläutert werden.

### 3.4. Arten von HCCI-Brennverfahren

Hierbei wird in der Literatur unterschieden ob man ein HCCI-Brennverfahren mit nur einem Kraftstoff, sei es Diesel, Benzin oder Gas betreibt, oder ob es sich um ein Zweikraftstoffsystem, einem sogenannten Dual-Fuel-Konzept handelt. Hierbei handelt es sich um ein HCCI-Brennverfahren, bei dem ein Zweitkraftstoff durch äußere Gemischbildung oder durch Direkteinspritzung hinzugeführt wird. Der Anteil des Zweitkraftstoffes sollte so gering wie möglich gehalten werden, da der Hauptumsatz der Verbrennung aus dem primären Kraftstoff-Luft-Gemisch erfolgen soll. Da das Erdgas eine hohe Selbstentzündungstemperatur hat, kann sich durch die Beimengung von Diesel oder Benzin eine niedrigere Selbstentzündungstemperatur einstellen und es kann zu einer Selbstzündung kommen.

Hier sollte noch kurz das Prinzip eines HCCI-Brennverfahrens mit Dieselpiloteinspritzung erläutert werden:

Zwischen den Dieselwolken befindet sich ein Gemisch aus Gas und Luft. Die Dieselwolken dienen als Zündquelle, der Großteil der Energieumsetzung wird aber durch die Verbrennung des Erdgas-Luft-Gemisches erreicht. Dadurch bildet sich keine, durch den Brennraum laufende Flammenfront wie bei einer Funkenzündung, sondern lokal begrenzte Flammenfronten. Auch diese lokalen Flammenfronten reichen aus, um die NO<sub>x</sub>-Bildungstemperatur zu überschreiten. Erst durch Beimischen von großen Mengen an AGR kann die Bildungstemperatur unterschritten und damit eine stickoxidfreie Verbrennung erreicht werden. [4]

### **3.5. Bisheriger Stand der Technik**

Bereits im Jahre 2006 wurde am Large Engines Competence Center(LEC) im Rahmen einer Dissertation ein HCCI-Brennverfahren mit Dieselpiloteinspritzung untersucht [4]:

Zunächst werden geeignete Kolben–Einspritzdüsen–Kombinationen mit einem Verdichtungsverhältnis von 15:1 ausgewählt. In einem weiteren Schritt wird versucht stabile Betriebspunkte durch Variation von Einspritzdruck, Ladedruck und Ladelufttemperatur zu erzielen, jedoch ergeben sich keine stickoxidfreien Verbrennungen. Aus diesem Grund wird versucht die Verbrennungstemperatur durch Beimischen von rückgeführtem Abgas soweit zu senken, damit diese unter die NO<sub>x</sub>-Bildungstemperatur fällt.

Daraufhin wird eine AGR-Variation durchgeführt. In Abbildung 9 ist der Vergleich des AGR-Einflusses bei 2 verschiedenen Einspritzdüsen zu sehen. Die erforderliche AGR-Rate wird über ein externes System zur Verfügung gestellt.

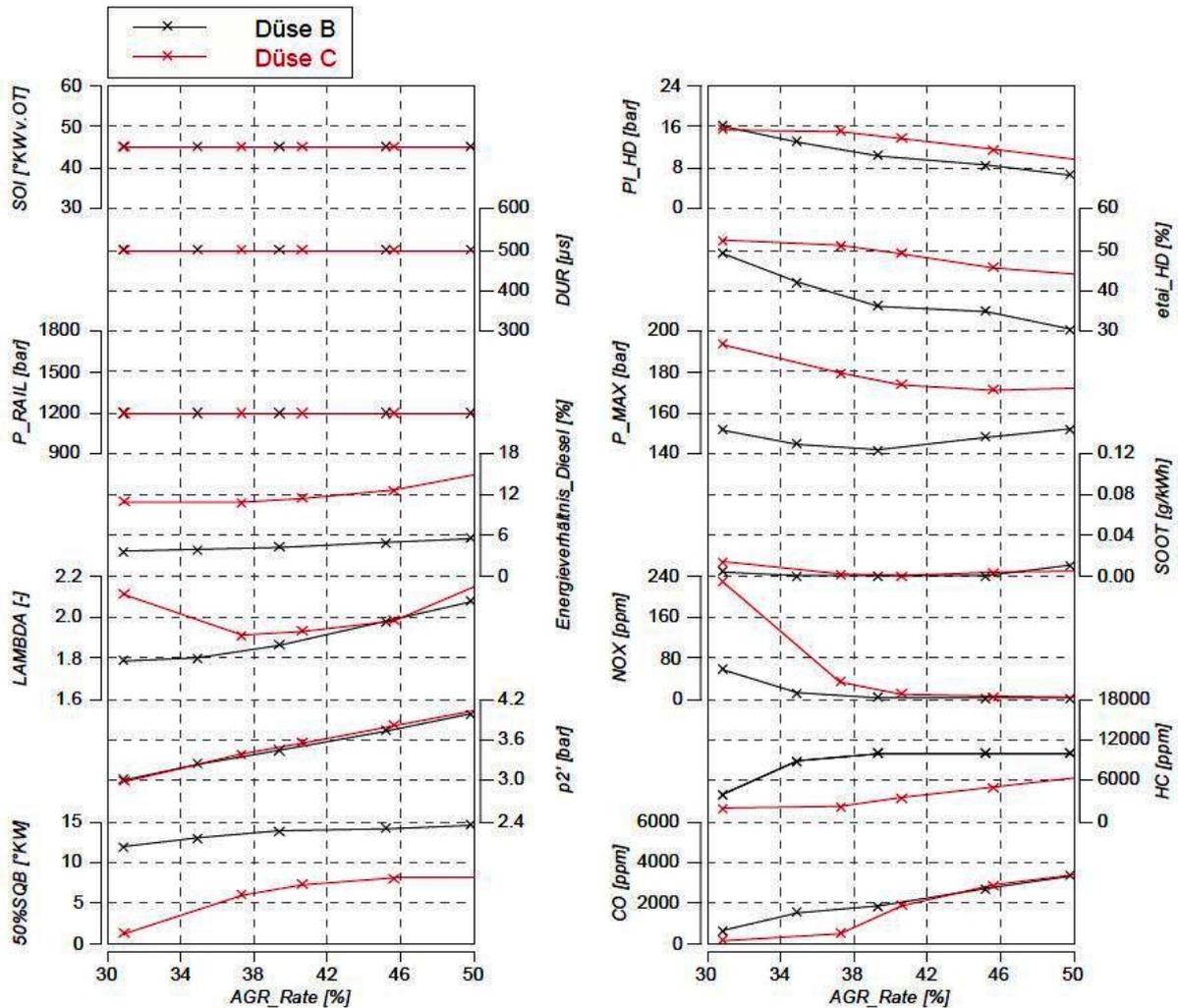


Abbildung 9: Einfluss der AGR-Rate bei Düse B und C [4]

Wie in Abbildung 9 ersichtlich werden für diese Variation die Einspritzdauer, der Einspritzzeitpunkt und der Einspritzdruck konstant gehalten. Die beiden Düsen unterscheiden sich durch die Sprühwinkel und die Größe der Bohrungen. Düse C hat entsprechend der größeren Bohrungen den höheren Dieselanteil, wodurch sich auch die frühere Verbrennungsschwerpunktlage erklären lässt. Aus diesem Diagramm kann festgehalten werden, dass je nach Düse bereits ab einer AGR-Rate von 35% bzw. 40% stickoxidfreie Verbrennungen erreicht werden können. Aus diesem Grund wird für folgende Untersuchungen die AGR-Rate konstant bei 40% gehalten. Die CO- und HC-Emissionen steigen mit höheren AGR-Raten aufgrund der unvollständigen Verbrennung, bedingt durch das sinkende Temperaturniveau.

Nun sollte noch den Variationen der Einspritzdauer und des Einspritzzeitpunktes Aufmerksamkeit geschenkt werden, der Einfachheit halber nur für die Düsenform B. In Abbildung 10 ist gut ersichtlich, dass bei einem Einspritzzeitpunkt von 40°KW vor ZOT die Zeit genügt, um eine ausreichende Homogenisierung zu erhalten um die Stickoxide deutlich zu senken. Bei späteren Einspritzzeitpunkten liegt das Temperaturniveau bei Brennbeginn bereits deutlich höher, daher erhält man höhere Temperaturen in der verbrannten Zone und höhere NOx-Emissionen. Eine längere Einspritzdauer spiegelt sich in höheren Lasten und früheren Verbrennungsschwerpunkten mit besserem Wirkungsgrad wieder, jedoch entstehen durch die höheren Temperaturen auch mehr NOx-Emissionen.

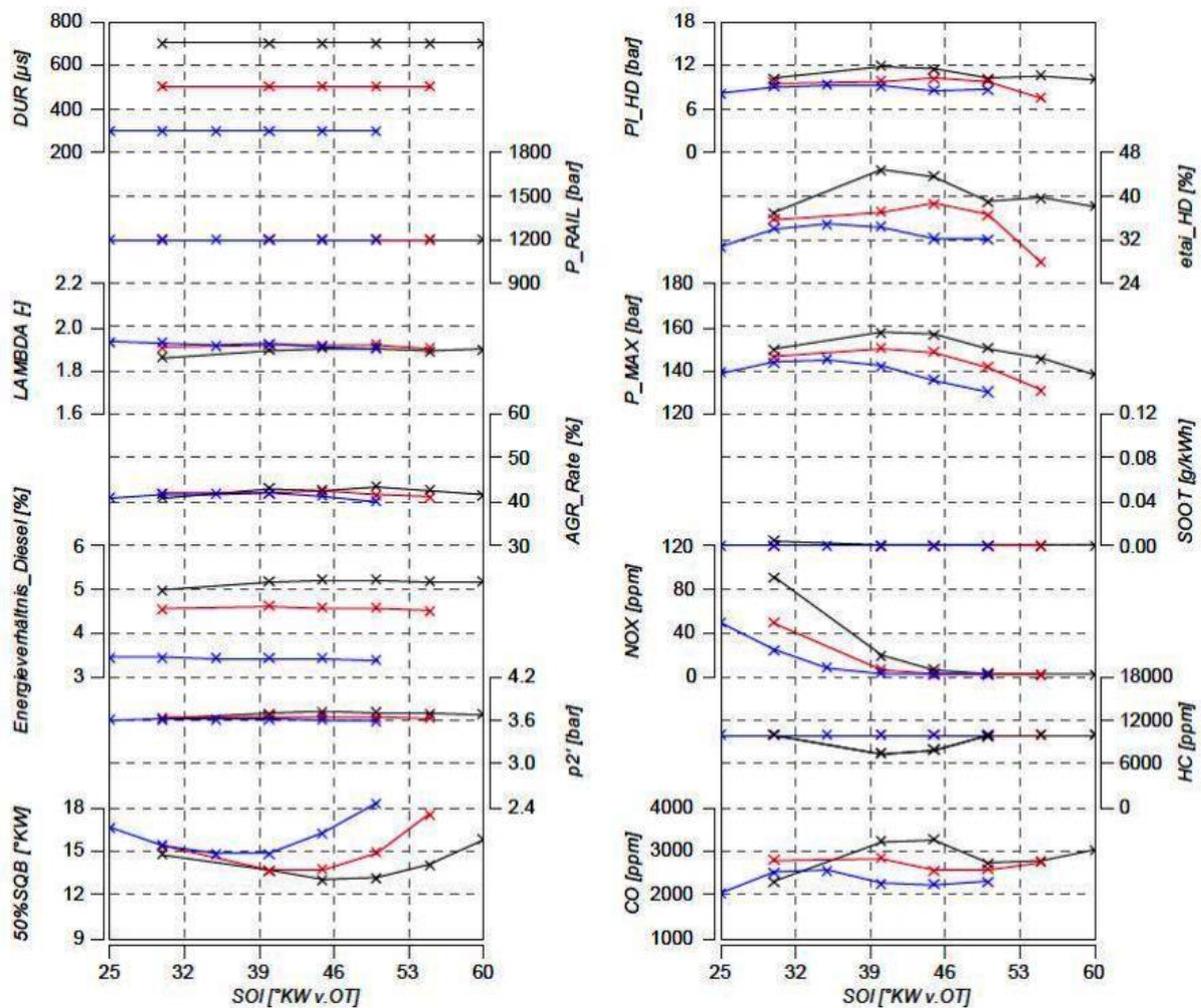


Abbildung 10: Einfluss des Einspritzzeitpunktes [4]

Abbildung 11 zeigt die Brenn- und Druckverläufe für verschiedene Einspritzzeitpunkte mit einer konstanten Einspritzdauer von 500 $\mu$ s. Deutlich zu erkennen sind die späteren Brennbeginne und kürzere Brenndauern bei früheren Einspritzzeitpunkten.

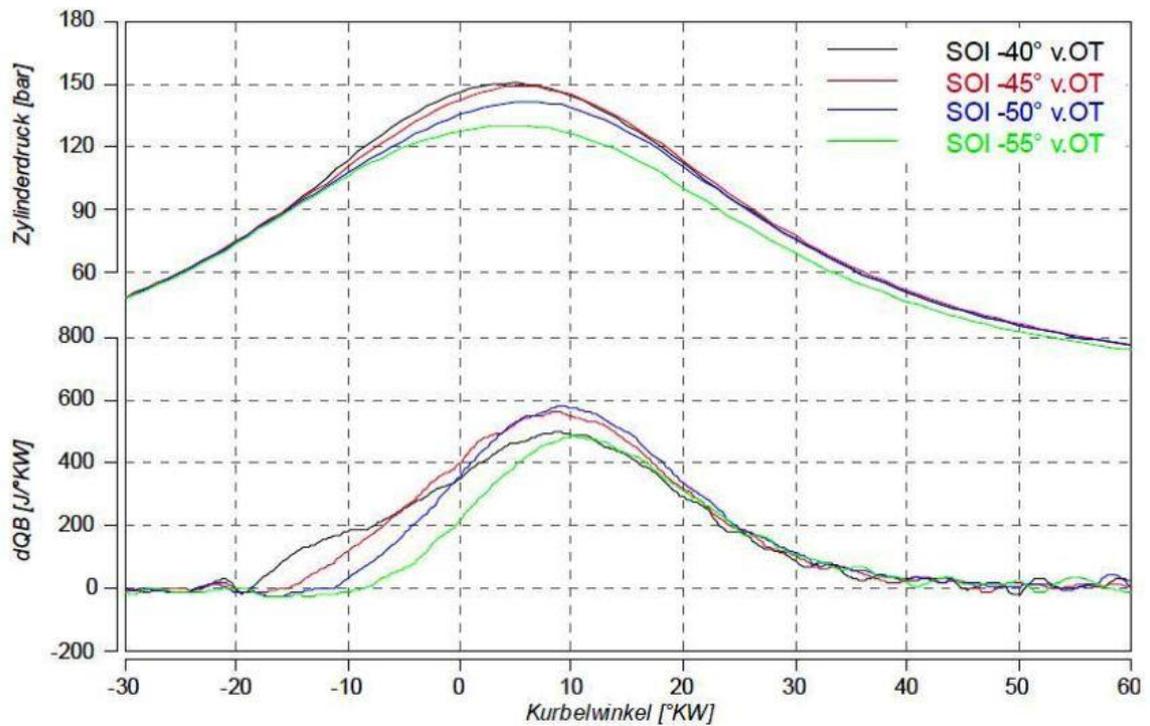


Abbildung 11: Druck- & Brennverläufe in Abhängigkeit des SOI [4]

In weiterer Folge soll eine Laststeigerung durchgeführt werden, dazu wird eine Variation des Luftverhältnisses und des Ladedrucks durchgeführt.

Wie in Abbildung 12 zu sehen kann durch die Verringerung des Luftverhältnisses eine Leistungssteigerung erzielt werden. Des Weiteren werden HC- und CO-Emissionen aufgrund der vollständigeren Verbrennung verringert. Zur Steuerung des Brennbeginns bei einem Zweitkraftstoffverfahren hat das Luftverhältnis wenig Einfluss, da dieser über den Einspritzzeitpunkt und die eingespritzte Menge kontrolliert wird. Daher kann man, um stickoxidfreien Verbrennungen zu erreichen das Lambda so gering wie möglich halten, um hohe Lasten bei gleichzeitig niedrigsten Emissionen erreichen.

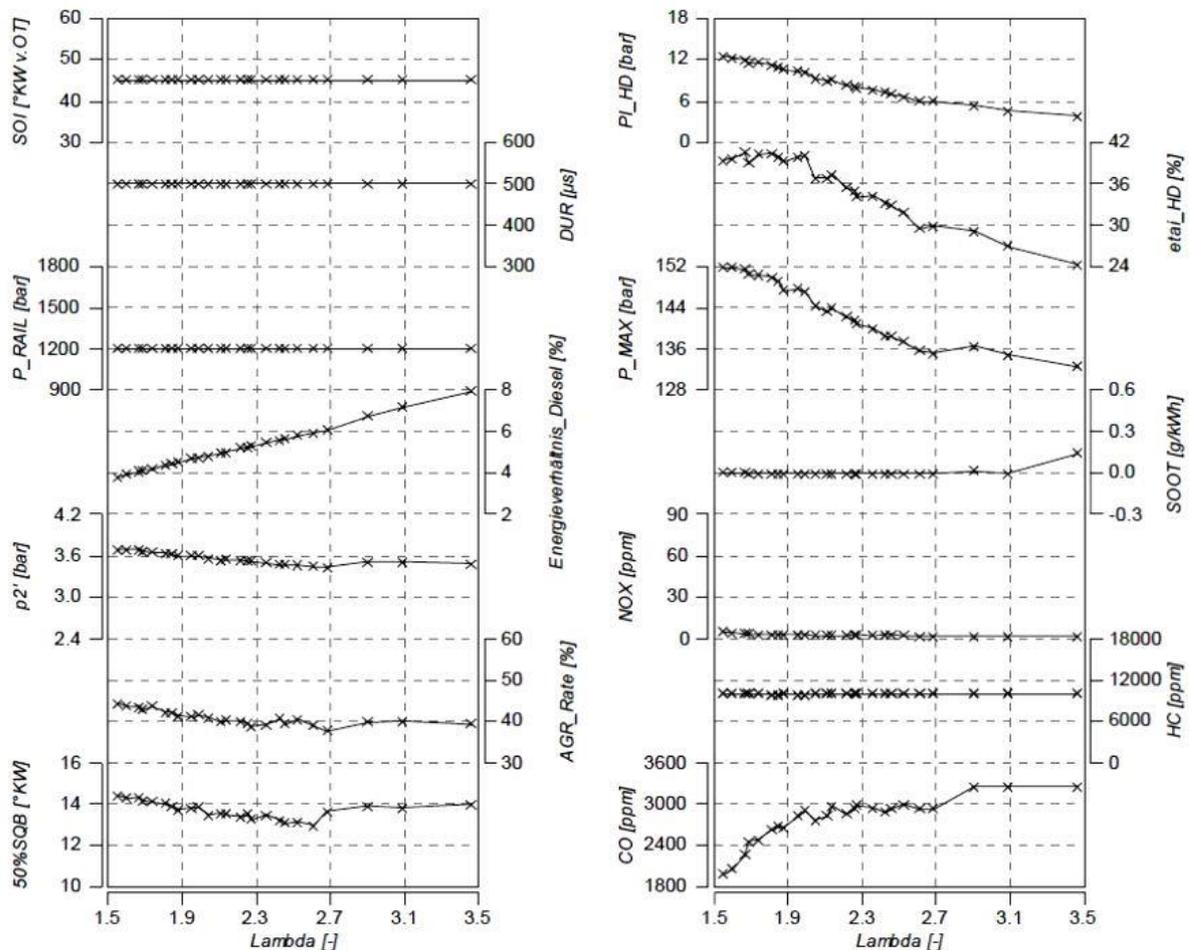


Abbildung 12: Einfluss des Luftverhältnisses [4]

In Abbildung 13 zu sehen ist eine Variation des Ladedrucks. Die Erhöhung des Ladedrucks dient zur Steigerung der, durch hohes Luftverhältnis und hohen AGR-Raten, geringen Lasten. Die Aufladung ist jedoch durch zu hohe Spitzendrücke, die klopfähnliches Verhalten zeigen begrenzt. Eine Leistungssteigerung bis zu 14 bar indizierten Mitteldruck ist jedoch möglich, wobei niedrigste NOx-Emissionen erreicht werden.

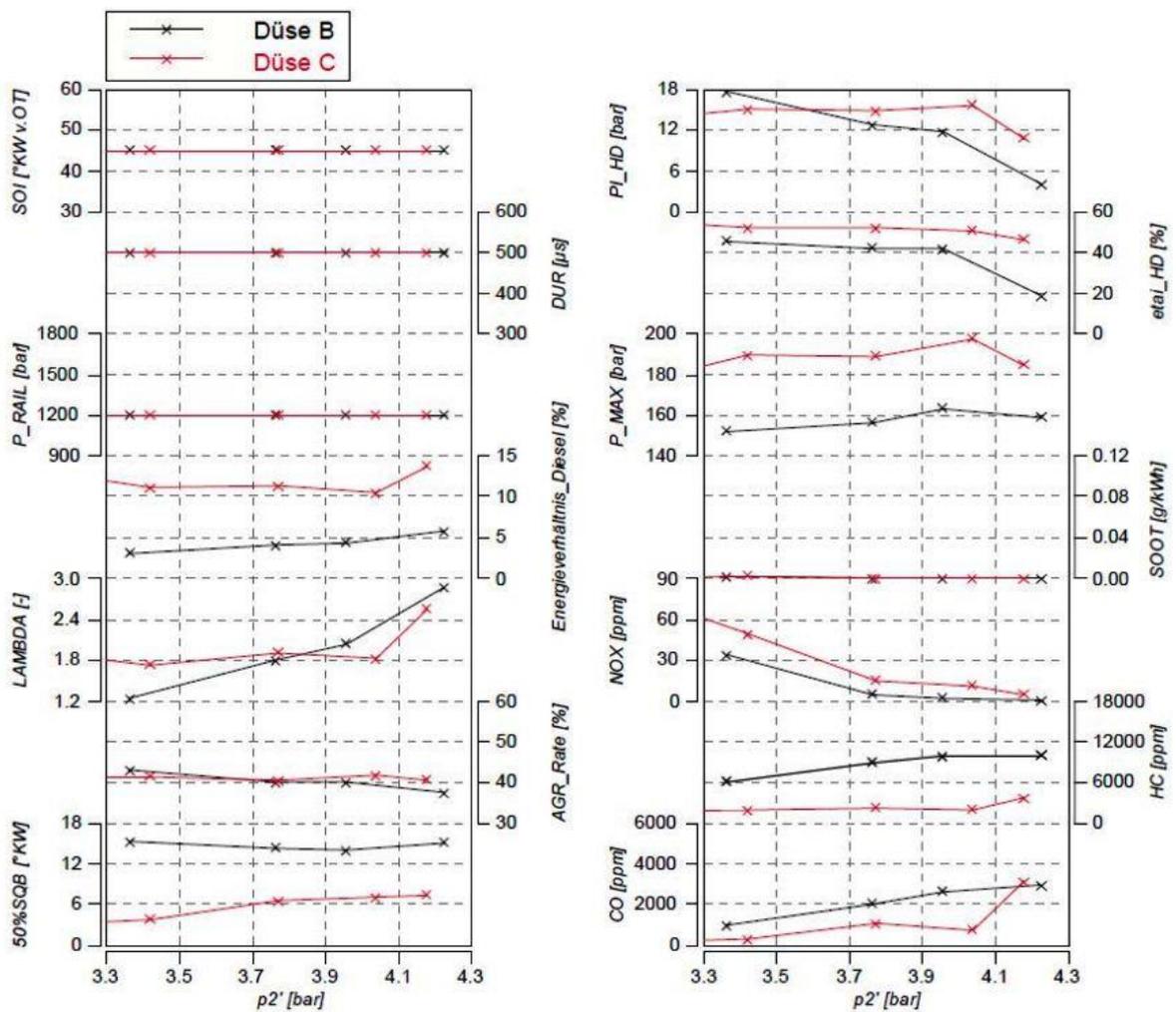


Abbildung 13: Einfluss des Ladedrucks [4]

Zusammenfassend kann hier festgehalten werden, dass stickoxidfreie Verbrennungen ohne Beimischung von AGR nicht möglich sind. Um das Temperaturniveau in der verbrannten Zone unter die Stickoxidbildungsgrenze zu senken, müssen AGR-Rate von ca. 40% angestrebt werden. Um entsprechend hohe Lasten zu erreichen muss das Luftverhältnis verkleinert und der Ladedruck erhöht werden.

Ein weiterer Versuch der MTU Friedrichshafen verdeutlicht das Potential eines HCCI-Brennverfahrens mit Dieselpiloteinspritzung in Bezug auf NO<sub>x</sub>- und Partikelemissionen. Es zeigt, dass sich mittels eines Zweikraftstoffsystems die NO<sub>x</sub>- um ca. 90% und die Partikelemissionen um ca. 40% verringern lassen, siehe Abbildung 14. Hierbei handelt es sich jedoch um ein Dual-Fuel-HCCI-Verfahren mit Benzin und Diesel in einem transienten Zyklus. Im Gegensatz zu HCCI-Verfahren mit nur einem Kraftstoff, kann dieses Verfahren über das gesamte Motorkennfeld angewendet werden. Die Anpassung des Kennfeldes erfolgt über die AGR-Rate und die Menge an Zweitkraftstoff. [8]

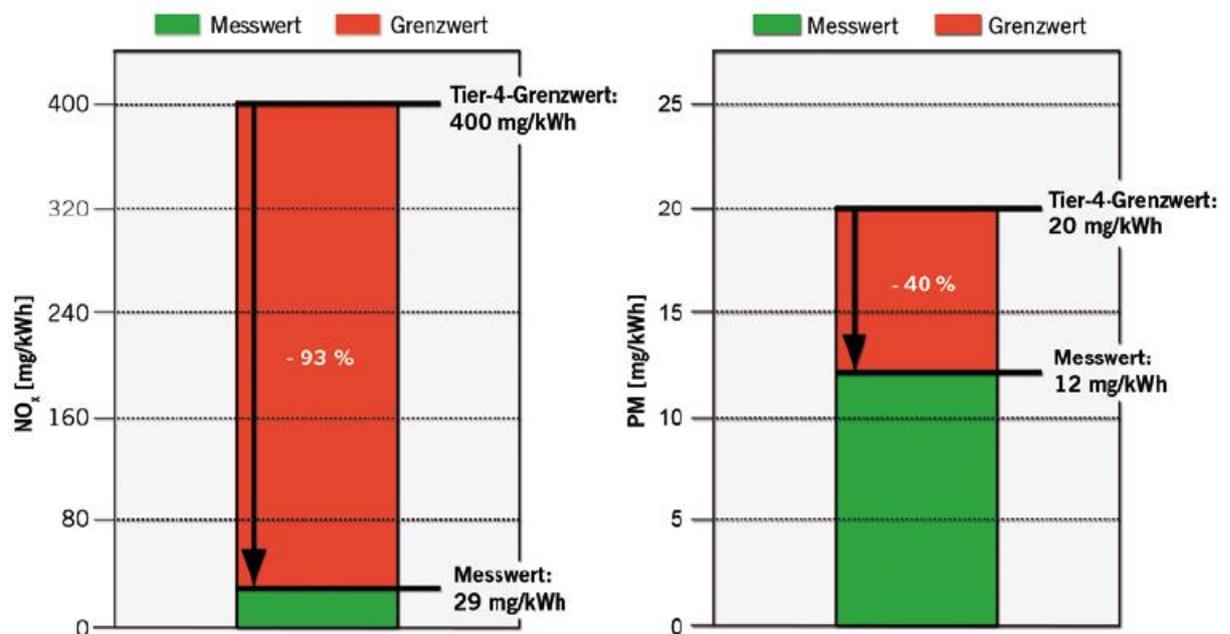


Abbildung 14: Potential zur Reduzierung von NO<sub>x</sub>- & Partikelemissionen [8]

### 3.6. Unterschiede zu konventionellen Magerverbrennungskonzepten

Der Unterschied zwischen einem HCCI-Brennverfahren und einem konventionellen Magerkonzept bei Großgasmotoren äußert sich bereits in der Hardware. Bei konventionellen Magerkonzepten wird eine Vorkammer mit einer Zündkerze eingesetzt. Bei einem HCCI-Verfahren ist keine Vorkammer und Zündkerze nötig, diese kann je nach Verfahren durch einen Kraftstoffinjektor ausgetauscht werden. Des Weiteren sind Motoren, die mit einem HCCI Brennverfahren betrieben werden, mit externen oder internen Abgasrückführungssystemen ausgestattet.

Der größte Unterschied zeigt sich jedoch im Brennverfahren selbst. Bei Vorkammerkonzepten wird ein Gemisch nahe dem stöchiometrischen Luftverhältnisses in der Vorkammer durch eine Zündkerze gezündet. Die dort entstehende Flamme wird durch Bohrungen in der Vorkammer in den Hauptbrennraum geleitet. An jeder Bohrung entsteht eine Flammenfackel mit Flammenfront. Diese Flammenfronten entzünden dann im Hauptbrennraum das sehr magere Gemisch. Ans Limit stößt dieses Verfahren durch die Klopfneigung des Motors bei fetteren Gemischen. Bei einer zu großen Abmagerung besteht die Gefahr des Aussetzens des Motors. Durch dieses Verfahren entstehen lange Brenndauern, aus denen sich die HC- und CO-Emissionen erklären lassen. Die NO<sub>x</sub>-Emissionen können auf den geforderten Grenzwerten gehalten werden. Beim HCCI-Brennverfahren hingegen wird das homogene Gemisch durch die Kompression selbst gezündet. Die Zündung findet nahezu gleichzeitig im gesamten Brennraum statt. Durch ein hohes Luftverhältnis und rückgeführtem Abgas kann ein niedriges Temperaturniveau im Zylinder erreicht werden. Durch dieses niedrige Temperaturniveau können NO<sub>x</sub>-Emissionen stark reduziert werden. HC- und CO-Emissionen können durch eine kurze Brenndauer gesenkt werden. Dadurch ist es mit einem HCCI-Brennverfahren möglich, ohne Abgasnachbehandlung zukünftige Emissionsgrenzwerte einzuhalten.

## 4. Simulation GT-Power

In diesem Kapitel sollen kurz die Berechnungsgrundlagen von GT-Power, einer Simulationssoftware von Gamma Technologies, die 1D-Strömungssimulation mit einer Motorprozessrechnung verbindet, erläutert werden. In weiterer Folge sollen noch die Simulationen am Einzylinder-Forschungsmotor-Modell und am Vollmotormodell aufgezählt werden.

Ziel dieser Simulationen ist es Einstellungswerte zu finden, die für ein HCCI-Brennverfahren nötig sind.

Aus den Versuchen aus dem Jahre 2006 sind bereits einige Parameter für den Prüfstand bekannt, jedoch wurden diese Messungen mit externer Abgasrückführung, einem hohen Verdichtungsverhältnis und einer Ladeluftvorwärmung durchgeführt, um die Selbstentzündungsbedingungen zu erreichen. Eine andere Möglichkeit die Selbstentzündungsbedingungen zu erzielen, liegt in der Verwendung einer internen Abgasrückführung, wodurch das Temperaturniveau im Zylinder erhöht wird. Diese wird am Prüfstand mittels eines variablen Ventiltriebs umgesetzt. Daher wird durch die Simulationen versucht geeignete Ventilhubkurven für den Prüfstand zu finden.

### 4.1. Grundlagen

Bei 1D-Strömungsmodellen werden die physikalischen Größen nur in einer Ortskoordinate aufgelöst und berechnet. Das 1D-Modell beinhaltet die Lösung der Navier-Stokes Gleichungen, dazu zählt die Kontinuitäts-, Impuls- und Energiegleichung. Die Berechnung dieser Gleichungen erfolgt numerisch, was eine zeitliche und örtliche Diskretisierung der Aufgabe voraussetzt. GT-Power unterscheidet bei der numerischen Berechnung zwischen expliziter und impliziter Methode. [9]

Das gesamte Modell wird in viele Volumina aufgeteilt (diskretisiert). Werte (Druck, Temperatur, Dichte, innere Energie, ...) innerhalb eines Volumens (skalare Variablen) sind immer gleich. Die einzelnen Volumina sind über Vektorvariablen (Massenfluss, Geschwindigkeit, ...), die für jede Grenze berechnet werden müssen, miteinander verbunden. Das Schema der Diskretisierung ist auch unter „Staggered Grid“ bekannt und in Abbildung 15 dargestellt. [9]

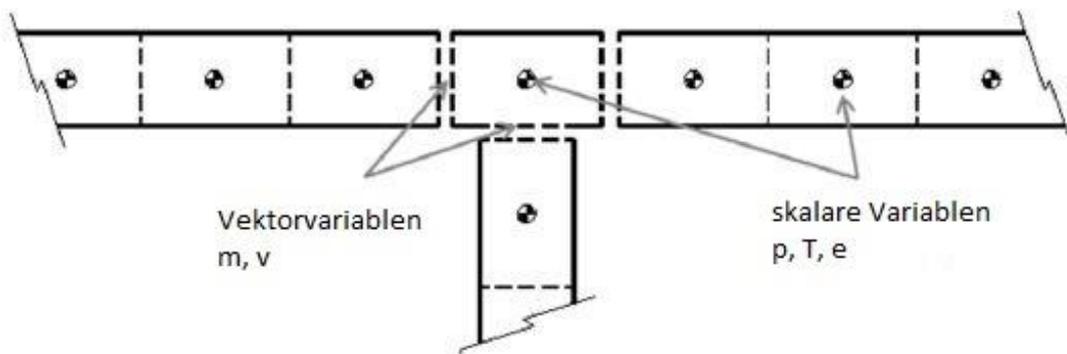


Abbildung 15: Staggered Grid (In Anlehnung an [9])

Folgende Erhaltungsgleichungen werden in GT-Power für das explizite Verfahren, welches auch in den nachfolgenden Simulationen angewendet wurde, gelöst:

- Kontinuität 
$$\frac{dm}{dt} = \sum_{RB} \dot{m}$$
 Formel 2
- Energie 
$$\frac{d(me)}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + \sum_{RB} (\dot{m}H) - hA_s(T_{fluid} - T_{wand})$$
 Formel 3
- Impuls 
$$\frac{d(mv)}{dt} = \sum_{RB} (\dot{m}v) - \sum_{RB} (pA_n)$$
 Formel 4

$$\frac{d(\dot{m})}{dt} = \frac{dpA + \sum_{RB}(\dot{m}u) - 4C_f \frac{\rho u |u| dx A}{2D} - C_p \left(\frac{1}{2} \rho u |u|\right) A}{dx}$$

- Thermische Zustands-  
gleichung

$$p * V = m * R * T$$

Formel  
5

Für die Motorprozessrechnung stehen die Erhaltungssätze für Masse, Energie und Impuls sowie die thermische Zustandsgleichung des Arbeitsgases zur Verfügung.

Folgende Voraussetzungen sollten erfüllt werden um den Brennraum thermodynamisch als 0-D Modell darzustellen [5]:

- Das System Brennraum wird in homogen betrachtete Zonen unterteilt. Alle Größen in einer Zone werden auf ihre Zeit- bzw. Kurbelwinkelabhängigkeit reduziert.
- Im Brennraum wird das Arbeitsgas als Gemisch idealer Gase behandelt, das zu jedem Zeitpunkt als vollständig durchmischt angesehen werden kann
- Vernachlässigung der Reibungskräfte im Arbeitsgas
- Wahl der Systemgrenzen so, dass externen Energien nicht berücksichtigt werden müssen
- Verbrennung wird im Energieerhaltungssatz durch die Zufuhr der Brennstoffwärme  $dQ_B$  dargestellt

Die Zufuhr der Brennstoffwärme erfolgt durch die Vorgabe eines bekannten Brennverlaufes.

#### 4.2. Simulationsergebnisse mit dem Modell des Einzylindermotor

Zur Simulation am Einzylinder-Forschungsmotor der Baureihe 6 von GE-Jenbacher wird folgendes Modell verwendet, siehe Abbildung 16. Dieses Modell stellt ein Abbild des Prüfstandes P1 LEC am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik an der TU Graz dar.

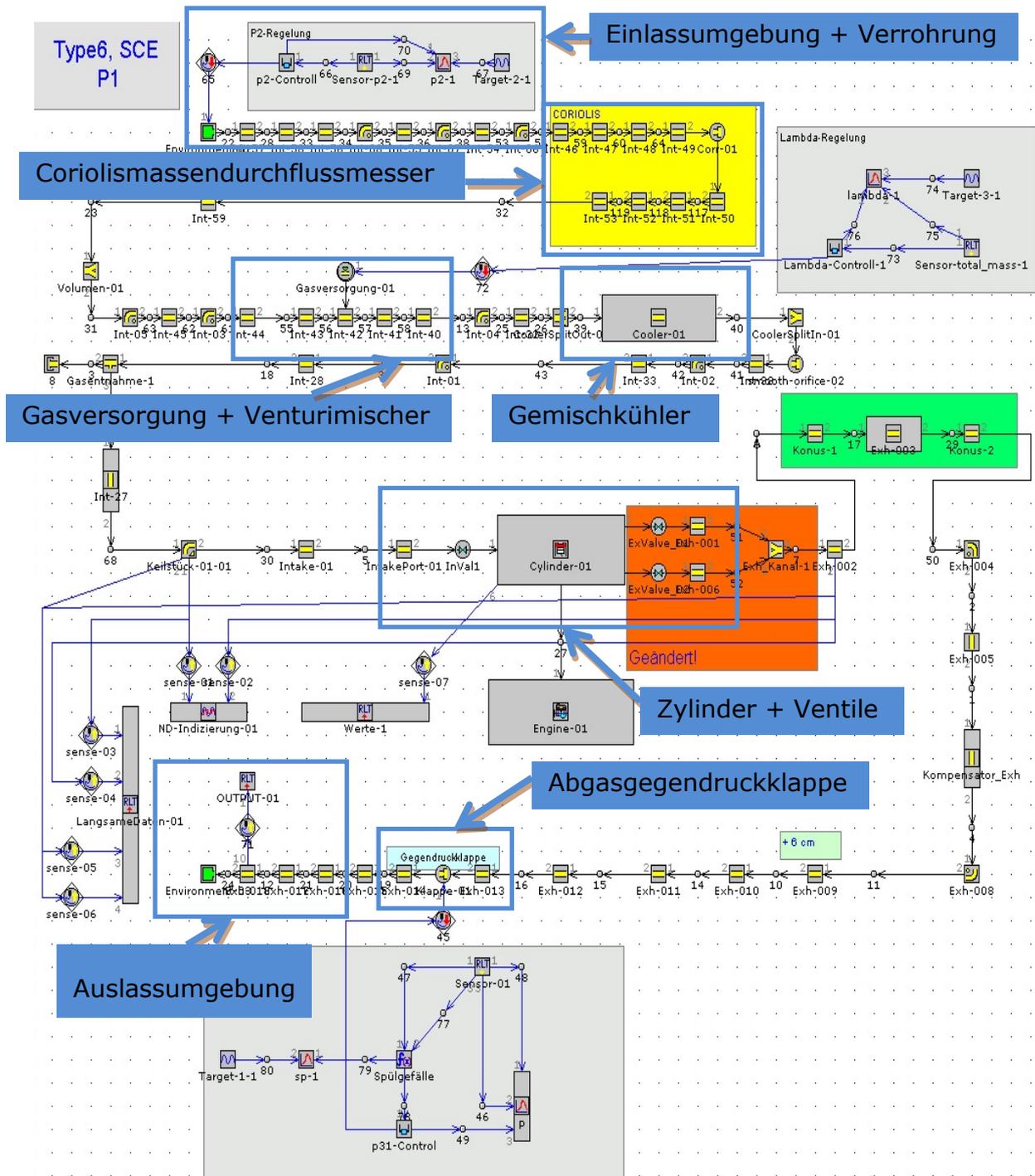


Abbildung 16: Modell Prüfstand P1 LEC

Im oberen Bildbereich ist die Einlassumgebung der Luft mit Ladedruckregelung und deren Verrohrung zu sehen, gefolgt von einem Coriolismassendurchflussmesser. Darauf folgt die Gasversorgung mit integrierter Lambdaregelung und der Venturimischer, in dem der Luft das Erdgas beigemischt. Im Anschluss daran ist der Gemischkühler abgebildet. Über weiter Rohrleitung gelangt das Gemisch zu den Einlassventilen und in weiterer Folge zum Zylinder. Nach dem Zylinder folgen die Auslassventile. An diesem Modell wurden 2 Auslassventile eingefügt um unterschiedliche Ventilhubkurven zu realisieren. Das Abgas strömt über weitere Rohrleitungen zu einer Abgasgedrueckklappe mit integrierter Regelung. Durch diese lässt sich der Rohrquerschnitt verändern und sich dadurch das Spülgefälle einstellen. Das Spülgefälle entspricht der Differenz des Druckes im Einlasskanal zum Auslasskanal. Am Ende ist die Auslassumgebung und deren Verrohrung zu sehen.

Tabelle 1 zeigt die wichtigsten Geometriedaten des Forschungsmotors der Baureihe 6.

<b>Forschungsmotor BR6</b>	
<b>Hub[mm]</b>	220
<b>Bohrung[mm]</b>	190
<b>Hubvolumen[dm<sup>3</sup>]</b>	6,238
<b>Pleuellänge[mm]</b>	425

Tabelle 1: Geometriedaten BR6

Ziel dieser Simulationen ist es Einstellwerte, wie z.B.: Ladedruck, Luftverhältnis und Ladelufttemperatur, für den Forschungsmotor am Prüfstand zu finden. Einen weiteren wichtigen Parameter für die Umsetzung eines HCCI-Brennverfahren stellt die erreichbare AGR-Rate dar, wie bereits in Kapitel 3.2 beschreiben. Da am Prüfstand P1 kein externes Abgasrückführungssystem vorhanden ist, werden die Versuche mit interner AGR durchgeführt. Bei großen Mengen an rückgeführtem Abgas, kann das Temperaturniveau zu Brennbeginn deutlich beeinflusst und damit zum schnelleren Erreichen der Selbstentzündungstemperatur des jeweiligen

Kraftstoffes führen. Um die AGR-Raten zu ändern wird eine Variation der Ventilhubkurven und des Spülgefälles durchgeführt.

In Tabelle 2 ist ersichtlich welche Untersuchungen durchgeführt wurden und welche Auswirkungen diese zu Folge hatten.

<b>Untersuchung:</b>	<b>Auswirkung:</b>
<b>Variation des Verdichtungsverhältnisses</b>	Geringe Auswirkung auf AGR-Rate und Temperatur
<b>Variation der Ventilhubkurven</b>	Großen Einfluss auf AGR-Rate und Temperatur
<b>Variation des Spülgefälles</b>	Großen Einfluss auf AGR-Rate und Temperatur

Tabelle 2: durchgeführte Untersuchungen

Aufgrund der in Tabelle 2 dargestellten Auswirkung der einzelnen Parameter, soll bei den Simulationen das Spülgefälle, die Ventilhubkurve, die Last bzw. der Mitteldruck und das Luftverhältnis variiert werden. Zudem gab es 2 Regelstrategien, einerseits wurde auf konstante Masse im Brennraum, zum anderen auf konstantes Luftverhältnis geregelt.

Nachstehende Abbildung 17 zeigt die verwendeten Ventilhubkurven. Die Abkürzung EV steht für Einlassventil, AV für Auslassventil. Die Abkürzung Nh in der Legende steht für Nachhub, sprich ein zweites Öffnen des Auslassventils im Ansaugtakt um eine ausreichend hohe interne AGR-Rate zur Verfügung zu stellen, damit eine stabile Verbrennung erreicht werden kann. Der Nachhub kann auf ein oder beide Auslassventile angewendet werden.

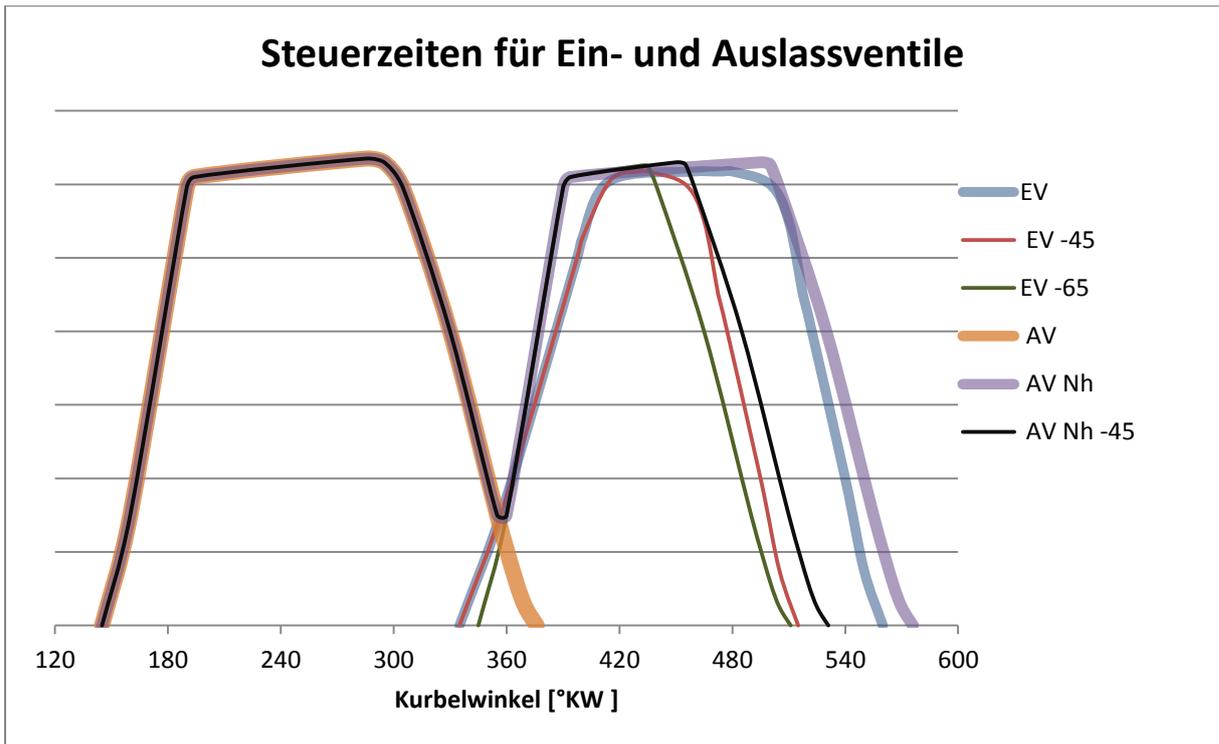


Abbildung 17: verwendete Ventilhubkurven am Einzylinder-Modell

Die Zufuhr der Brennstoffwärme wurde in den folgenden Simulationen aus dem Brennverlauf einer vorangegangenen Messreihe zum Thema HCCI aus dem Jahre 2006 gewählt und ist in Abbildung 18 zu sehen.

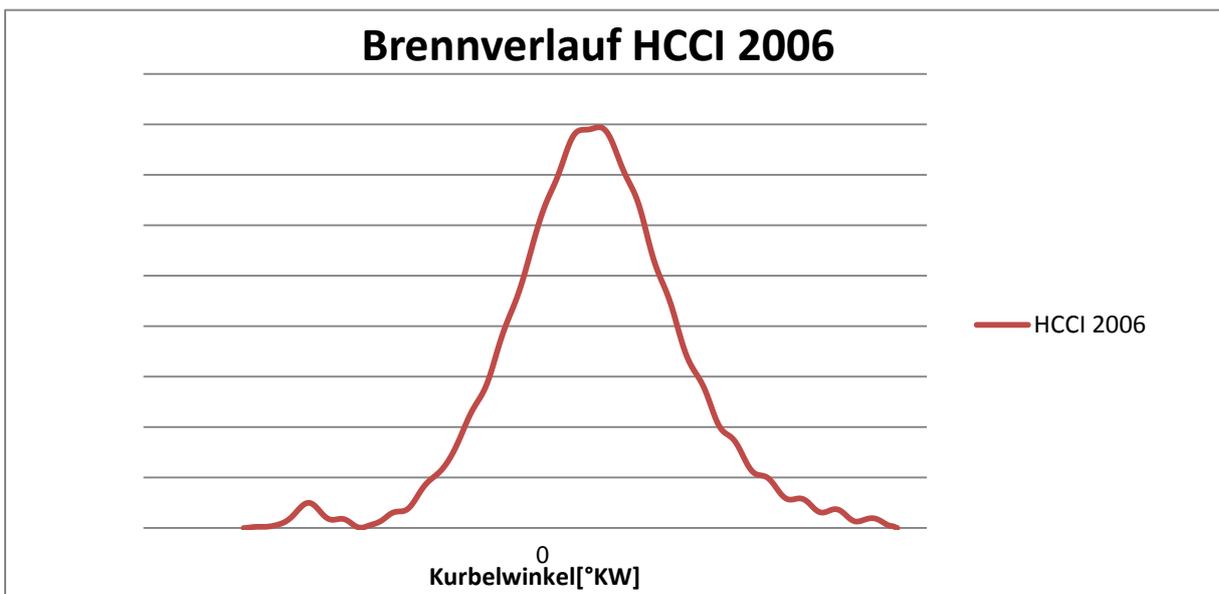


Abbildung 18: HCCI-Brennverlauf aus einer Messung von 2006

Die Variation der anderen Parameter bei einem Mitteldruck von 23,5 bar mit einem Nachhub sei in Tabelle 3 dargestellt.

Variante		1	2	3	4	5	6
<b>Einlassventile</b>	VVT	EV-45	EV-45	EV-65	EV-45	EV-45	EV-65
<b>Auslassventil 1</b>	VVT	AV	AV	AV	AV	AV	AV
<b>Auslassventil 2</b>	VVT	AV	AV	AV	AV	AV	AV
<b>Nachhub AV1</b>	VVT	-	-	-	-	-	-
<b>Nachhub AV2</b>	VVT	AV-45	AV Nh	AV Nh	AV Nh	AV Nh	AV Nh
<b>Lambda</b>	-	berechnet	berechnet	berechnet	1	1	1
<b>Spülgefälle</b>	mbar	200	200	200	200	0	0
<b>Regelung</b>		Masse	Masse	Masse	Lambda	Lambda	Lambda

Tabelle 3: Varianten bei 23,5 bar Mitteldruck und 1 Nachhub

Tabelle 4 zeigt welche Ergebnisse mit diesen Varianten erreicht werden können:

Variante		1	2	3	4	5	6
<b>AGR-Rate</b>	%	23,50	26,52	29,35	22,45	37,43	39,16
<b>P<sub>max</sub></b>	bar	218,29	222,64	226,45	183,69	222,90	228,74
<b>p<sub>2</sub></b>	bar	5,04	4,96	5,19	3,66	5,22	5,48
<b>Temp. bei -30°KW</b>	K	859,50	897,2	925,1	897,4	1036,3	1051,4
<b>Lambda</b>	-	1,52	1,43	1,36	1,00	1,00	1,00
<b>Gesamtmasse im Brennraum</b>	mg	23161,2	23196,9	23165,0	16113,6	20270,3	20896,8

Tabelle 4: Ergebnisse bei 23,5 bar Mitteldruck und 1 Nachhub

Mit den errechneten AGR-Raten und Temperaturen bei einem Brennstart von  $-30^\circ\text{KW}$  vor oberem Zündtotpunkt, laut vorgegebenem Brennverlauf, kann die Selbstentzündungstemperatur von Diesel in allen und die von Erdgas in 2 Fällen erreicht werden, siehe Abbildung 19. Damit könnte mit diesen Variationen ein HCCI-Brennverfahren mit Dieselpiloteinspritzung und teilweise ein reines Erdgas-HCCI-Brennverfahren realisiert werden. Auch der Spitzendruck  $P_{\max}$  liegt innerhalb der Festigkeitsgrenze des Motors am Prüfstand. Die hohen Einlassdrücke von über 5 bar können auch am Prüfstand ohne Probleme umgesetzt werden.

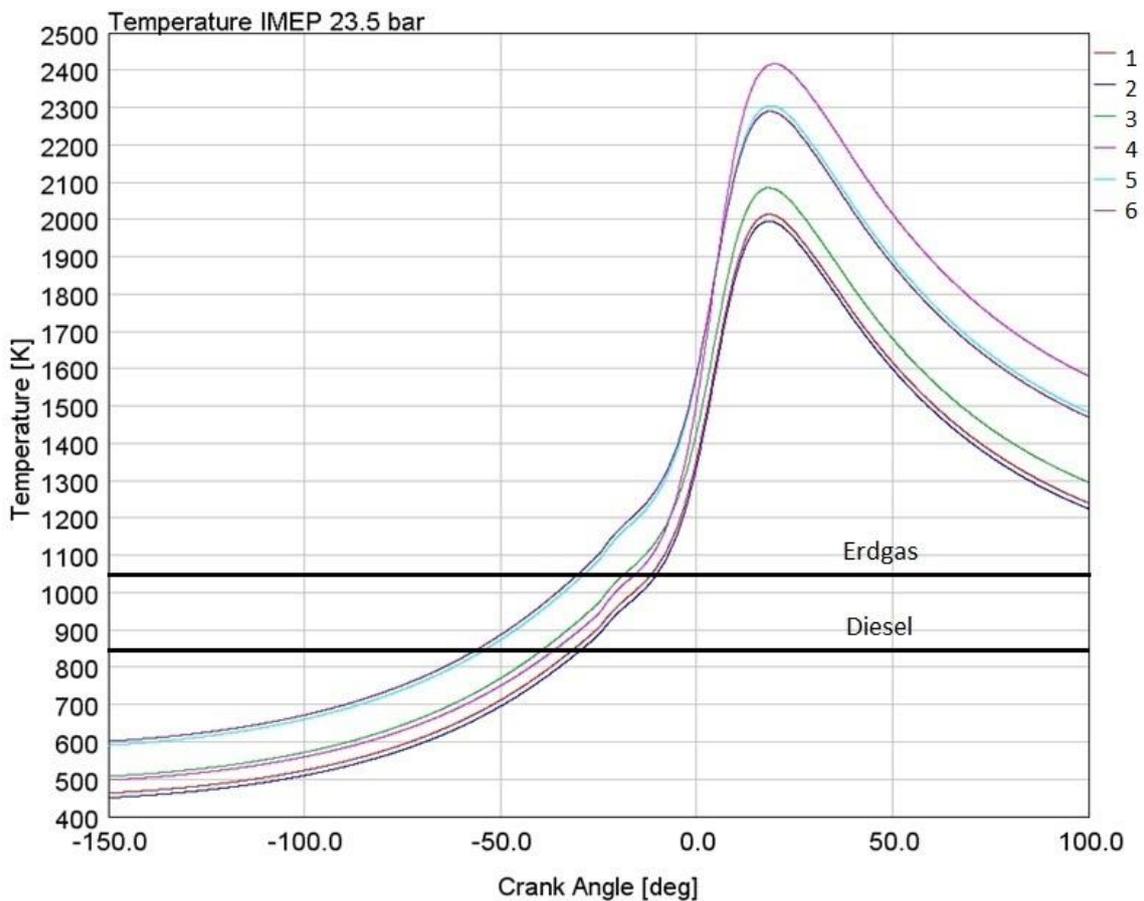


Abbildung 19: Temperaturverläufe bei 23,5 bar und 1 Nachhub

In Tabelle 5 sind die Varianten für die Simulationen bei einem Mitteldruck von 23,5 bar aufgelistet, jedoch mit einem Nachhub bei beiden Auslassventilen. Aus diesen Überlegungen heraus erhofft man sich eine höhere AGR-Rate und damit höhere Temperaturen zu Brennbeginn.

Variante		7	8	9
<b>Einlassventile</b>	VVT	EV-45	EV-45	EV-45
<b>Auslassventil 1</b>	VVT	AV	AV	AV
<b>Auslassventil 2</b>	VVT	AV	AV	AV
<b>Nachhub AV1</b>	VVT	AV Nh	AV Nh	AV Nh
<b>Nachhub AV2</b>	VVT	AV Nh	AV Nh	AV Nh
<b>Lambda</b>	-	berechnet	1	1
<b>Spülgefälle</b>	mbar	200	200	0
<b>Regelung</b>		Masse	Lambda	Lambda

Tabelle 5: Varianten bei 23,5 bar Mitteldruck und 2 Nachhüben

Durch ein zweites Öffnen beider Auslassventile konnten folgende Ergebnisse erreicht werden:

Variante		7	8	9
<b>AGR-Rate</b>	%	31,36	26,01	54,28
<b>P<sub>max</sub></b>	bar	226,66	190,24	294,38
<b>p<sub>2</sub></b>	bar	5,34	4,04	8,42
<b>Temp. bei - 30°KW</b>	K	935,9	923,1	1158,1
<b>Lambda</b>	-	1,318	0,996	0,998
<b>Gesamtmasse im Brennraum</b>	mg	23168,2	16954,8	28433,3

Tabelle 6: Ergebnisse bei 23,5 bar Mitteldruck und 2 Nachhüben

Teilweise konnten die Überlegungen bestätigt werden, dass sich durch einen Nachhub bei beiden Auslassventilen die AGR-Rate erhöht, jedoch hat diese Variante für den Prüfstand keine Relevanz, da der zulässige Maximaldruck im Zylinder die Festigkeitsgrenze des Forschungsmotors deutlich übersteigt. In den anderen Varianten hat sich die AGR-Rate nicht signifikant geändert, die Temperaturen reichen jedoch aus um jedenfalls ein HCCI-Brennverfahren mit Dieselpiloteinspritzung umzusetzen, siehe Abbildung 20.

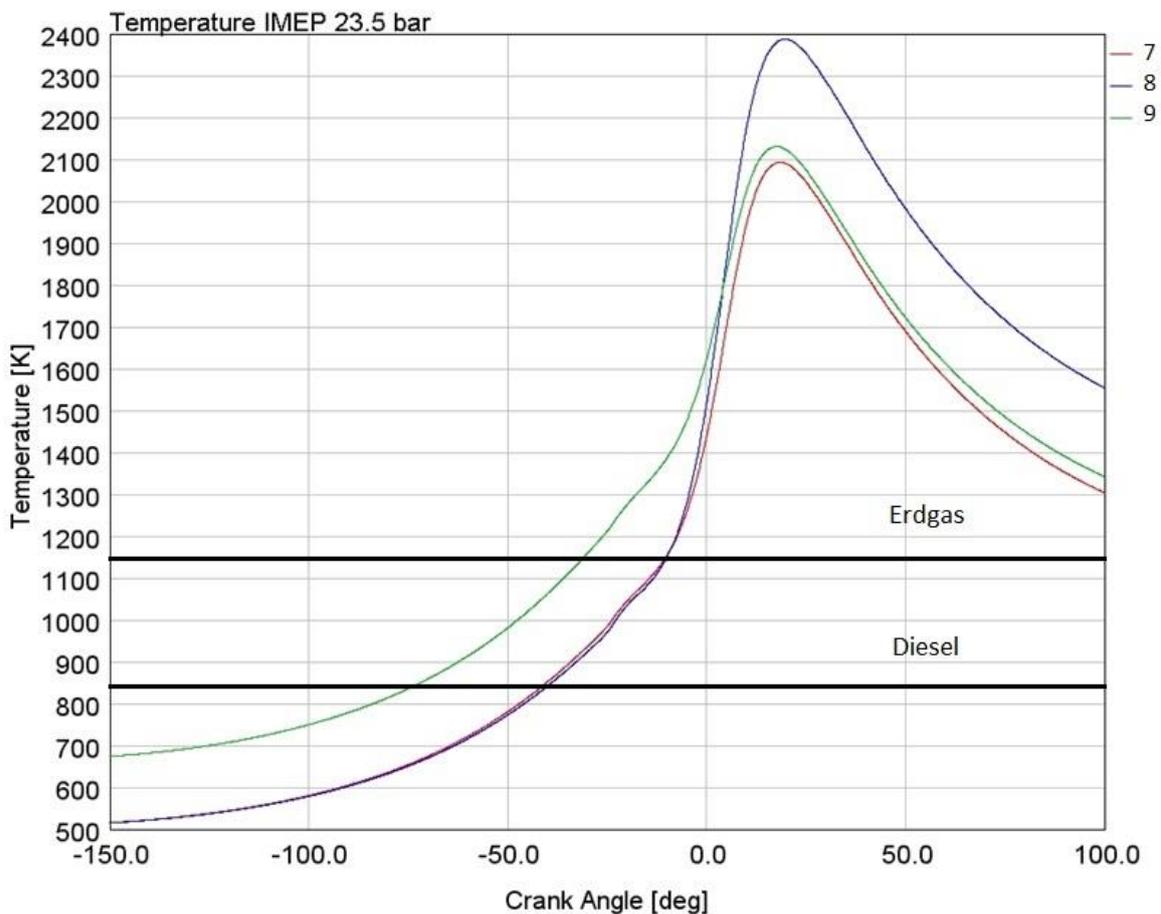


Abbildung 20: Temperaturverläufe bei 23,5 bar und 2 Nachhüben

Des Weiteren wurden auch noch Simulationen bei einem Mitteldruck von 10 bar mit Nachhüben bei einem bzw. zwei Auslassventilen durchgeführt. Diese erreichten AGR-Raten von bis zu 77%, womit die Selbstzündungstemperatur deutlich überstiegen wurde. Es sei aber erwähnt, dass bei diesen Varianten das Spülgefälle teilweise negative Werte annimmt. Das bedeutet, dass der

Abgasgedruck höher als der Einlassdruck ist und daher das Abgas zurück in den Zylinder geschoben wird. Aufgrund der hohen Ladungswechselverluste senkt das negative Spülgefälle den Wirkungsgrad deutlich.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass bei einem Mitteldruck von 23,5 bar und einem Nachhub bei 0 mbar Spülgefälle AGR-Raten um 40% möglich sind. Wird der zweite Nachhub auch betätigt, sind bei 200mbar Spülgefälle um die 30% möglich. Bei Teillast kann eine AGR-Rate von bis zu 77% erreicht werden durch einen Nachhub bei beiden Ventilen und einem negativen Spülgefälle.

Die in der Simulation berechneten AGR-Raten und Ladedrücke bei höheren Lasten stimmen in etwa mit den gemessenen Daten am Prüfstand überein, siehe Kapitel 6.

### 4.3. Simulationsergebnisse mit dem Modell des Vollmotors

Die Simulationen am Vollmotor dienen zur Untersuchung ob ein Dual-Fuel-HCCI-Brennverfahren wie am Einzylindermotor auch auf den Vollmotor übertragbar ist. Als Grundlage dient ein Vollmotormodell der Baureihe 6 mit 12 Zylinder und Turbolader. Dieses Modell ist in Abbildung 21 ersichtlich.

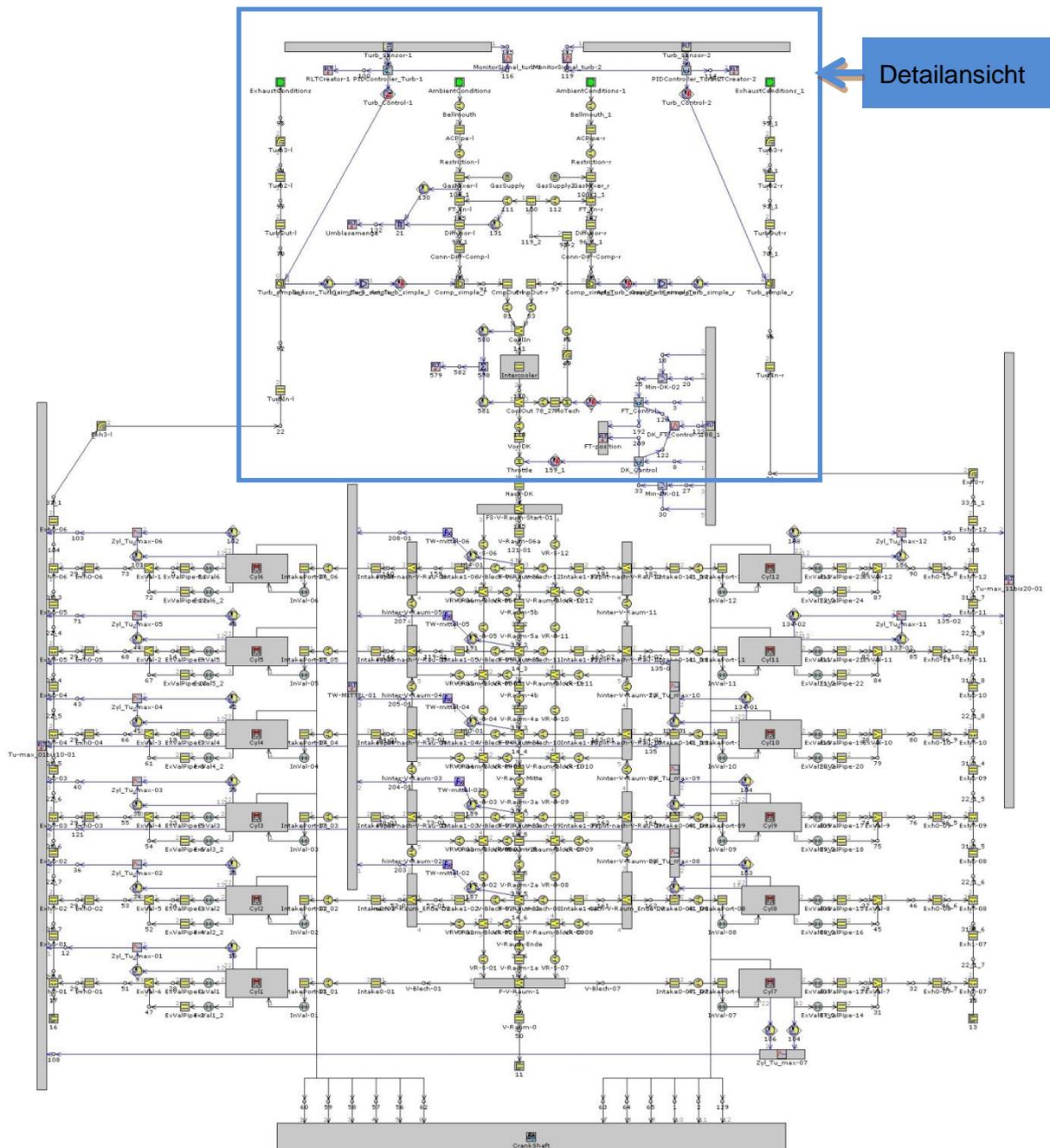


Abbildung 21: Vollmotor Modell GT-Power

Dieses Modell muss für die Simulation mit einem HCCI-Brennerfahren modifiziert werden. Zum einen wurden an jedem Zylinder jeweils 2 Auslassventile eingefügt um unterschiedliche Ventilhubkurven an den Auslassventilen zu ermöglichen. Ein großes Problem dabei stellt der Turbolader dar, da dieser aufgrund der verwendeten Ventilhubkurven mit Nachhub nicht mehr in einem vorhandenen Turbolader-Kennfeld betrieben werden kann. Aus diesem Grund wird der Turbolader, durch die einfachen Komponenten Kompressor und Turbine mit konstantem Wirkungsgrad und konstanter Leistung ersetzt. Diese Anpassungen sind in einer Detailansicht in Abbildung 22 ersichtlich.

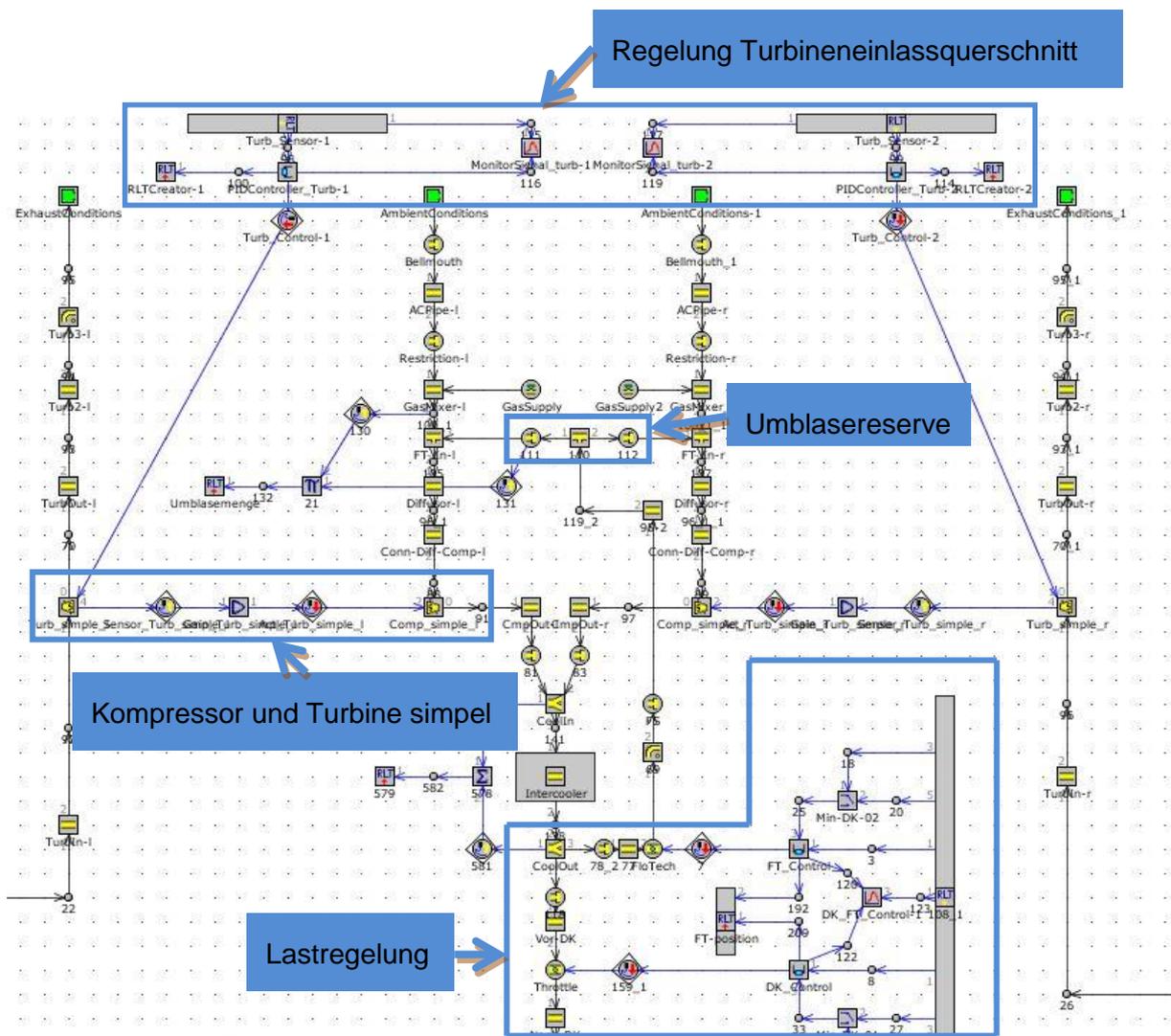


Abbildung 22: Detailansicht des Vollmotormodells

Um den Druckunterschied vor und nach der Turbine zu erreichen, damit hohe Lasten simuliert werden können, musste Turbineneinlassquerschnitt geregelt werden. Diese Regelung ist im oberen Bildrand in Abbildung 22 ersichtlich. Die Lastregelung erfolgt über die Umblasereserve. Die Umblasereserve wird über das „Flow-Tech-Ventil“, im Rahmen Lastregelung ersichtlich, kontrolliert und gibt vor, welcher Massenstrom an Gemisch den Turbolader umgeht. Je geringer die Umblasereserve, desto größer die Last. Die Drosselklappe „Throttle“ bleibt immer ganz geöffnet.

Die verwendeten Ventilhubkurven und Brennverläufe sind in den folgenden Abbildungen zu sehen. Der dargestellte Brennverlauf stammt aus den Messungen am Einzylindermotor, wobei niedrigste Emissionen erreicht wurden.

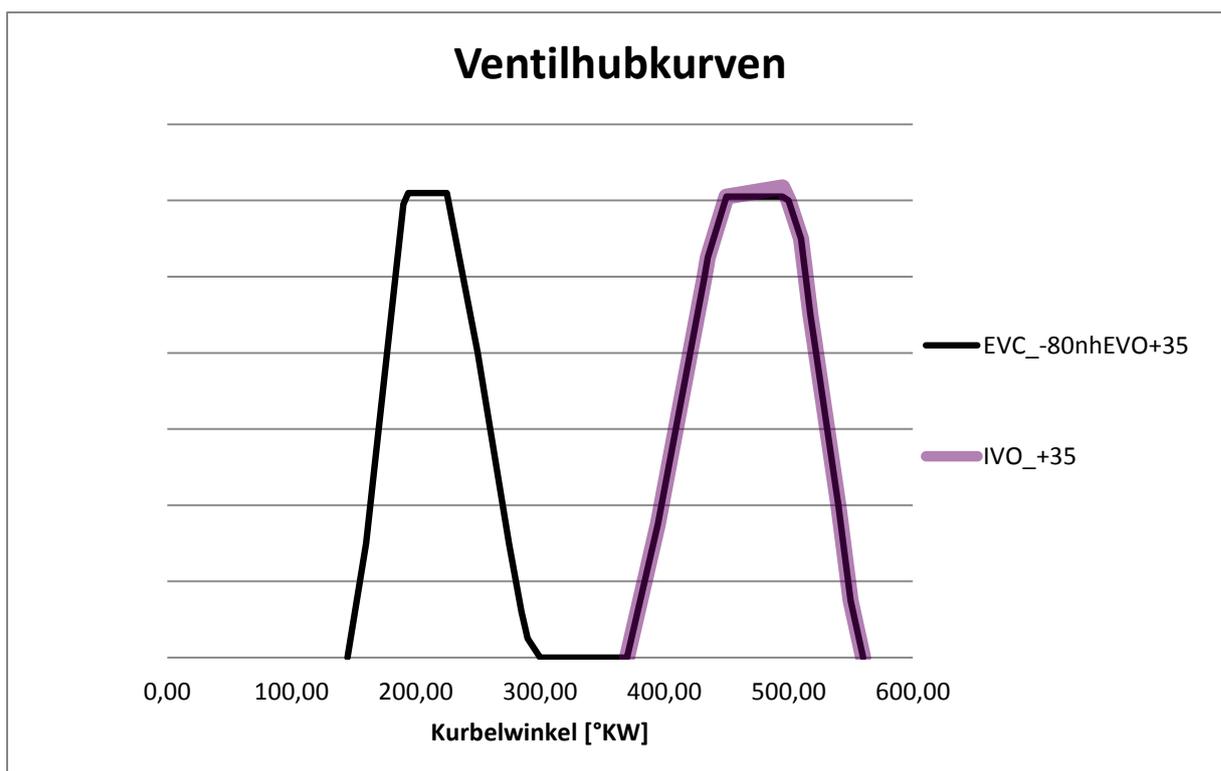


Abbildung 23: verwendete Ventilhubkurven am Vollmotor-Modell

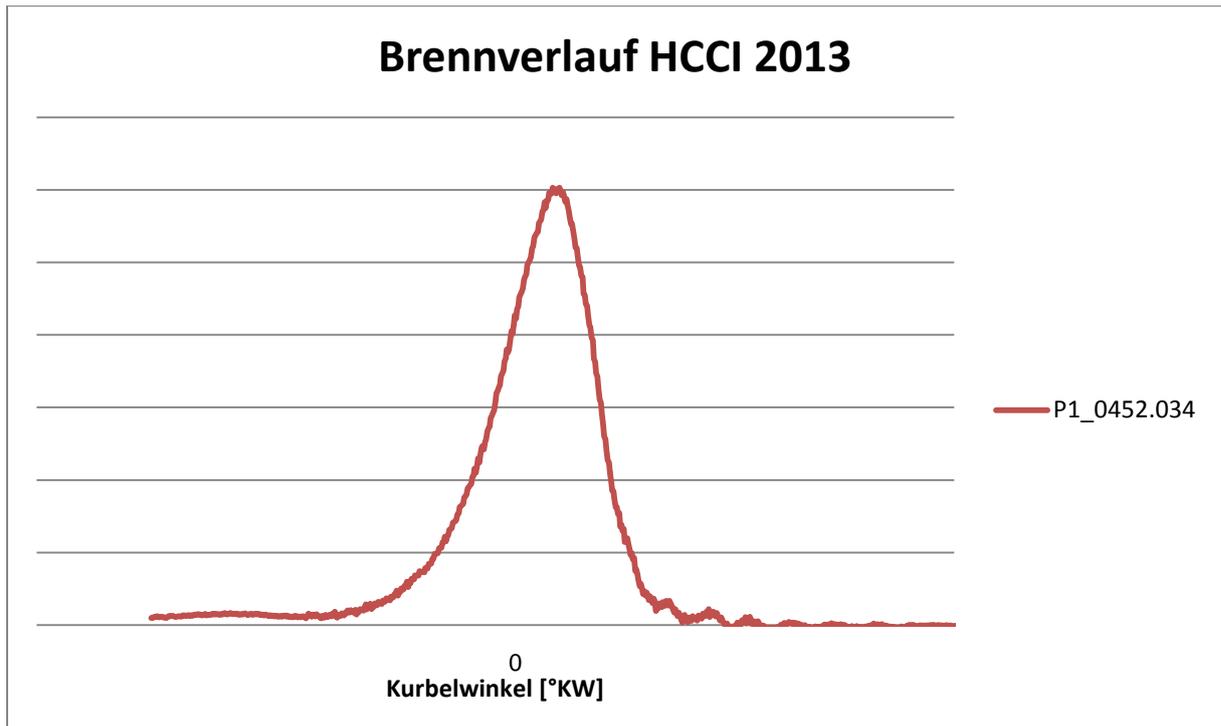


Abbildung 24: HCCI-Brennverlauf aus einer Messung von 2013

Mit diesen Ventilhubkurven und diesem Brennverlauf wird eine Lastschleife simuliert. Das Luftverhältnis wird konstant bei 1,3 gehalten. Die Ergebnisse sind in nachstehender Tabelle abgebildet.

Ergebnisse Lastschleife								
<b>BMEP</b>	bar	5,0	8,0	11,0	14,0	17,0	20,0	22,5
<b>AGR-Rate</b>	%	16,3	9,4	11,9	16,0	20,1	23,4	26,0
<b>Lambda</b>	-	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
<b>p2'</b>	bar	1,2	1,5	2,1	3,0	4,0	5,1	6,1
<b>Pmax</b>	bar	63	86	118	157	201	249	293
<b>Temp. bei -30°KW</b>	K	831	786	809	850	894	934	965

Tabelle 7: Ergebnisse Lastschleife Vollmotor

Die Ergebnisse in Tabelle 7 zeigen, dass ein solches Brennverfahren am Vollmotor bei entsprechend hohen Lasten nur mehr mit Einschränkungen betrieben werden kann. Der maximale Spitzendruck erreicht bereits bei einer Last von 20 bar effektiven Mitteldruck einen Wert, der die Festigkeitsgrenzen des realen Motors überschreitet.

Wie in Abbildung 25 ersichtlich reicht die Temperatur bei  $-30^{\circ}\text{KW}$ , sprich bei Brennbeginn bei höherem Lastniveau aus um die Dieselselbstentzündungstemperatur zu überschreiten. Bei den niedrigeren Lasten reicht sie teilweise nicht aus, ein Grund dafür können die geringeren Anteile an heißem internem rückgeführten Abgas sein.

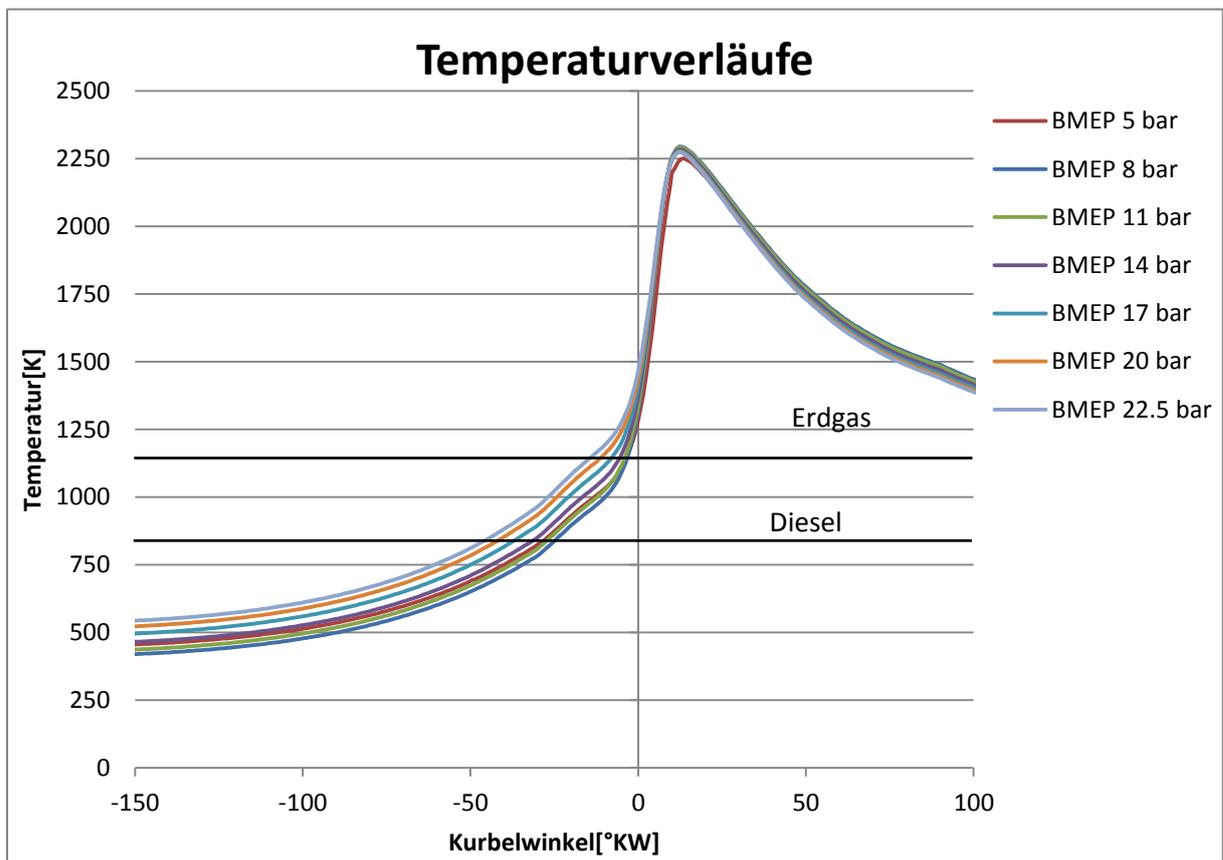


Abbildung 25: Temperaturverläufe Lastschleife

## 5. Messungen am 1 Zylinder Forschungsmotor

Die im Rahmen dieser Masterarbeit durchgeführten Versuche wurden am Prüfstand P1 LEC am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz durchgeführt. An diesem Prüfstand können sowohl der Forschungsmotor der Baureihe 4, als auch der der Baureihe 6 aufgebaut werden.

Ein Forschungsmotor besitzt in der Regel nur einen Zylinder und entspricht in wesentlichen Bauteilen, wie Zylinderkopf, Pleuel und Kolben dem Vollmotor. Er dient zur Grundlagenuntersuchung, zum Testen neuer Bauteile und zur Weiterentwicklung bzw. Neuentwicklung von Brennverfahren. Die Verwendung eines Einzylinder-Forschungsmotors ist deutlich günstiger als das Testen an einem Vollmotor.

Für diese Untersuchungen wurde ein erdgasbetriebener Einzylinder-Forschungsmotor verwendet, siehe Abbildung 26



Abbildung 26: Forschungsmotor der Baureihe 6

Dieser bezieht sich auf den Vollmotor der Baureihe 6 von GE Jenbacher. Die Baureihe 6 – Motoren werden als V-Ausführung und mit einer Anzahl von 12-, 16-, 20- und 24-Zylindern produziert. Diese Motoren werden hauptsächlich zur Stromerzeugung, oft in einer Kraftwärmekopplung bei einer konstanten Drehzahl von 1500 U/min betrieben.

Tabelle 8 zeigt die wichtigsten Kenndaten der Baureihe 6.

<b>GE Jenbacher Baureihe 6</b>	
<b>Hub[mm]</b>	220
<b>Bohrung[mm]</b>	190
<b>Hubvolumen[dm<sup>3</sup>]</b>	6,238
<b>Pleuellänge[mm]</b>	425
<b>Drehzahl[<math>\text{min}^{-1}</math>]</b>	1500
<b>Einlassventile</b>	2
<b>Auslassventile</b>	2
<b>Zylinderzahl</b>	12, 16, 20, 24
<b>Leistung[MW]</b>	1,7 - 4

Tabelle 8: Kenndaten der Motorbaureihe 6

## 5.1. Prüfstandsmesstechnik

In diesem Abschnitt soll kurz der Prüfstand, die Warte und die verwendete Messtechnik erklärt werden.

- Prüfstand:

Der Prüfstand P1 LEC befindet sich im Prüfstandsgebäude des Instituts und ist einer von drei Großgasmotorenprüfständen.

Die Erdgasversorgung für das Prüfstandsgebäude erfolgt zentral über 2 Gasbooster, die das Erdgas auf einen Druck von 14 bar erhöhen. Am Prüfstand selbst gibt es 2 Gasregelstrecken, eine für den Hauptbrennraum und eine weitere für die Vorkammer, falls eine solche vorhanden ist. In diesen Regelstrecken wird das Gas auf den vorgegebenen Druck geregelt. Die durchgeflossenen Mengen an Gas werden über Coriolismassendurchflussmesser gemessen. Des Weiteren besteht an diesem Prüfstand die Möglichkeit das Erdgas durch Sondergase zu ersetzen und die Methanzahl zu variieren, indem verschieden Gase gemischt werden. Der Prüfstand verfügt auch über eine Flüssigkraftstoffversorgung, zum Beispiel für Diesel, Benzin oder Spezialkraftstoffe.

Die zur Verbrennung benötigte Luft wird über einen 160kW Verdichter auf einen Druck von 9 bar gebracht. Die Luft wird in weitere Folge auf das geforderte Ladedruckniveau gedrosselt. Durch eine Ladeluftkonditionierung kann die Temperatur und die feuchte der Luft eingestellt werden. Der Luftmassenstrom wird auch über einen Coriolismassendurchflussmesser ermittelt. In einem Venturimischer wird der Luft das Gas beigemischt. Das Erdgas-Luft-Gemisch gelangt nun zum Forschungsmotor und wird dort verbrannt.

Das Abgas gelangt über den Auspuff an die Umgebung. Dem Abgasmassenstrom wird ein Teil entnommen und durch ein Abgasanalysegerät geleitet.

Für den Forschungsmotor selbst steht eine Kühlwasser- und Ölkonditionierung zur Verfügung. Diese kann in Bezug auf Temperatur, Druck und Durchfluss je nach Anforderung beliebig eingestellt werden. Eine Asynchronmaschine dient einerseits dazu den Forschungsmotor anzuschleppen und andererseits wird die Asynchronmaschine im gefeuerten Betrieb vom Forschungsmotor angetrieben und erfüllt in diesem Fall die Funktion eines Generators.

- Prüfstandswarte:

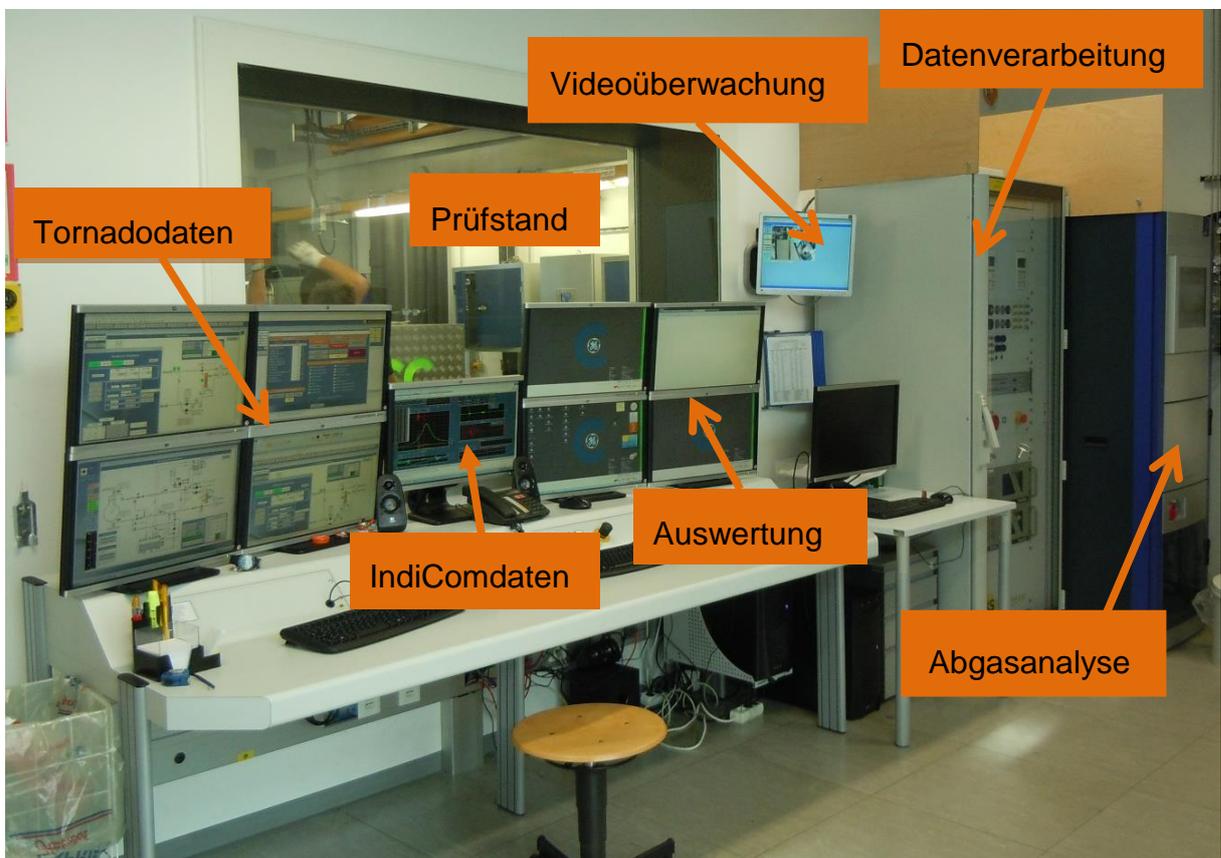


Abbildung 27: Prüfstandswarte P1 LEC

In Abbildung 27 ist die Warte P1 LEC dargestellt. Die Warte selbst ist durch eine Sicherheitscheibe vom eigentlichen Prüfstand getrennt. Zusätzlich ist eine Videoüberwachung installiert, um auch die hinteren Bereiche des Prüfstands zu kontrollieren.



Für langsame Messdaten wird die Software Tornado von der Kristl, Seibt & Co GmbH benützt, siehe Abbildung 29. Mittels dieser Software werden 900 Kanäle bzw. Messwerte überwacht und dargestellt. Zu diesen zählen vor allem Temperaturen, Drücke und Abgaswerte. Dazu werden in der Warte 4 Bildschirme verwendet.

HAUPTWERTE					
PR -0,03 bar	N 0,0 rpm	LMDAMW -228,920 -	LAM_R_G 6,738 -	LAMBDA 8,069 -	P_RAUM 989 mbar
T_3_AV 69 °C	PI 0,000 bar	PI_HD 0,000 bar	PME 0,033 bar	PME_GEJ -1,5 bar	P MAX 0,0 bar
T_GALERI 30,9 °C	T2' 35,1 °C	C-Bilanz 0,0 %	P2' 0,04 bar	Z_Spannung 0,00 kV	P3 0,03 bar
V_BLOWBY 0,0 l/min	HU_MG_KG 49228,8 kJ/kg	ETAI 0,00 %	AVL483Konzer 1,03 mg/m <sup>3</sup>	X_L 12,8 g/kg	X_GEM 12,8 g/kg
T_KAMIN 21 °C	CO2 0,00 %	O2 0,0 %	ABGM_CO 0 mg/mn	ABGM_HC 0 mg/mn	ABGM_NOX 0 mg/mn <sup>3</sup>

Abbildung 29: Software Tornado

Zur Auswertung der Messdaten wird die Software Concerto von der AVL LIST GmbH benützt. Mit dieser Software ist es möglich die Daten zu analysieren und graphisch darzustellen.

Auch die Haustechnik, wie Gasversorgung, Raumtemperatur und vieles mehr kann über die Bildschirme kontrolliert und gesteuert werden.

## 5.2. Projektbezogene Prüfstandsadaption

Für die Untersuchung einer HCCI-Verbrennung, wurden am Versuchsmotor und am Prüfstand einige Um- und Zubauten durchgeführt. Diese sind in Abbildung 30 dargestellt und sollen in diesem Kapitel noch kurz erläutert werden.

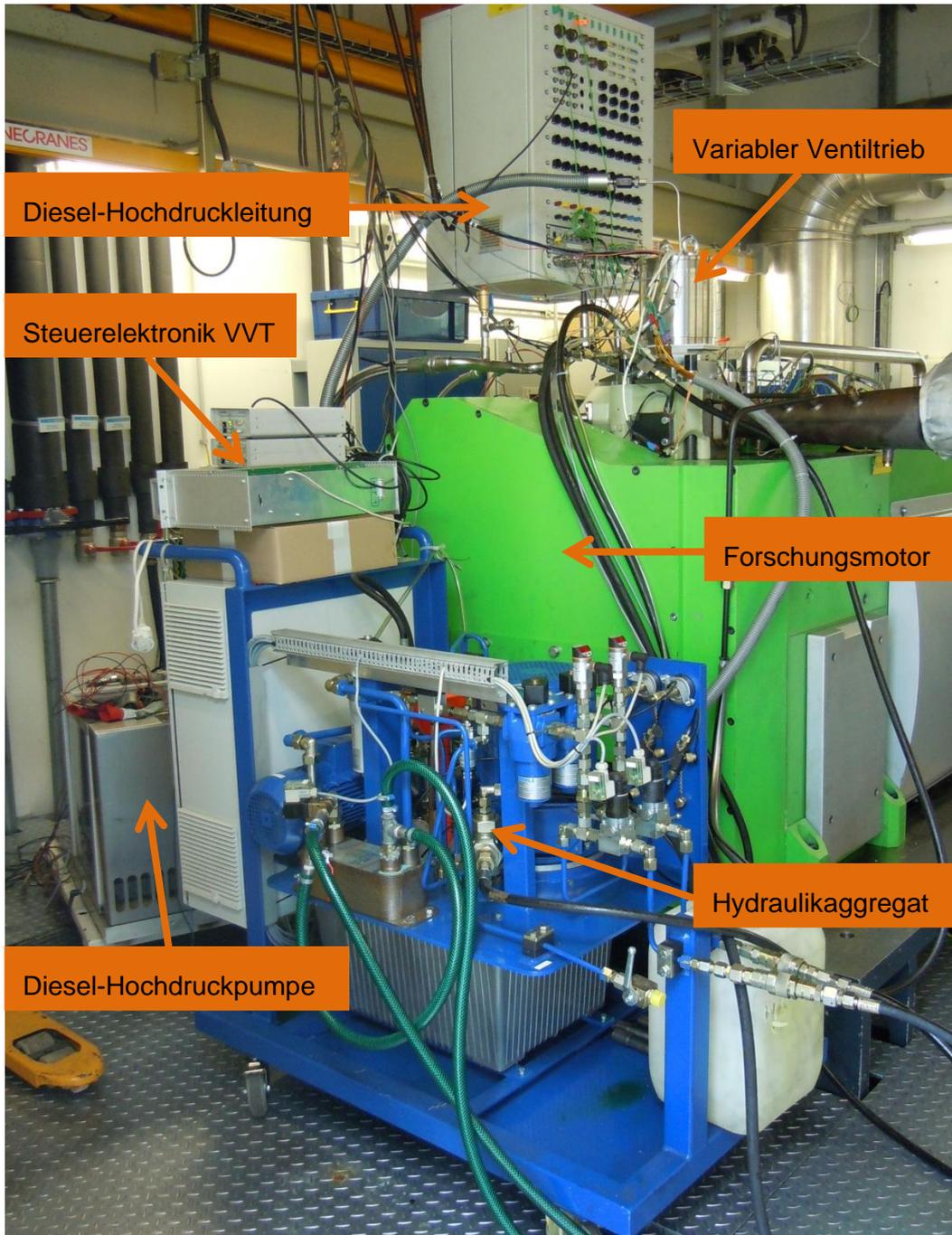


Abbildung 30: Motor mit Adaptierungen

- Variabler Ventiltrieb(VVT)

Anstelle einer üblichen Nockenwellensteuerung wurde ein hydraulischer Variabler Ventiltrieb aufgebaut. Ein Schnittbild des variablen Ventiltriebs ist in Abbildung 31 zu sehen. Der Ventiltrieb wird über die Grundplatte am Zylinderkopf befestigt.

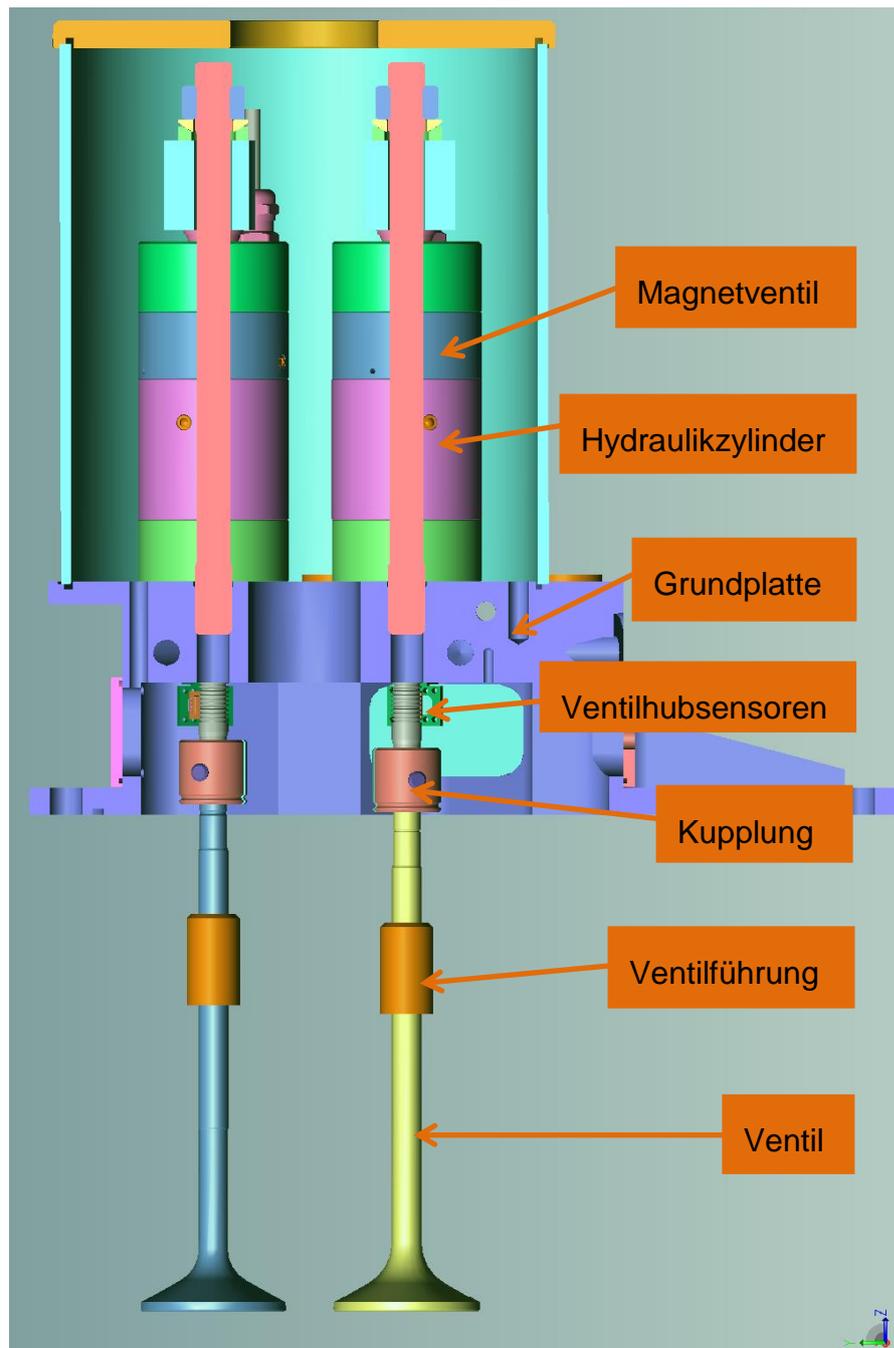


Abbildung 31: Schnittbild variabler Ventiltrieb

Die Ventile sind über eine spezielle Kupplung mit den Hydraulikzylindern verbunden. Diese Kupplungen sind nötig um den VVT für Wartungs- oder Umbauarbeiten vom Zylinderkopf trennen zu können. Die Ventilfehrung ist in den Zylinderkopf eingepresst und ermöglicht eine exakte Führung der Ventile. Der nötige Druck um die Hydraulikzylinder betreiben zu können, wird durch ein Hydraulikaggregat bereitgestellt. Um das Öffnen und Schließen der Ventile zu steuern, ist am Hydraulikzylinder ein Magnetventil eingebaut. Dieses steuert die Richtung des Druckes. Weiters ist es möglich für Ein- und Auslassventile unterschiedliche Drücke vorzugeben und den Massendurchfluss zu regeln. Dies erfolgt durch die Einbindung Steuerung des Hydraulikaggregats in die Tornado-Software.

Zur Bedienung des VVT wird in der Warte ein eigener Computer mit entsprechender Software bereitgestellt. Diese Software ermöglicht es, die Steuerzeit jedes einzelnen Ventils zu verändern, siehe Abbildung 32. Die Steuerzeit kann von  $-360^{\circ}\text{KW}$  bis  $360^{\circ}\text{KW}$  frei variiert werden. Auch ein zweites Öffnen der Auslassventile ist möglich.

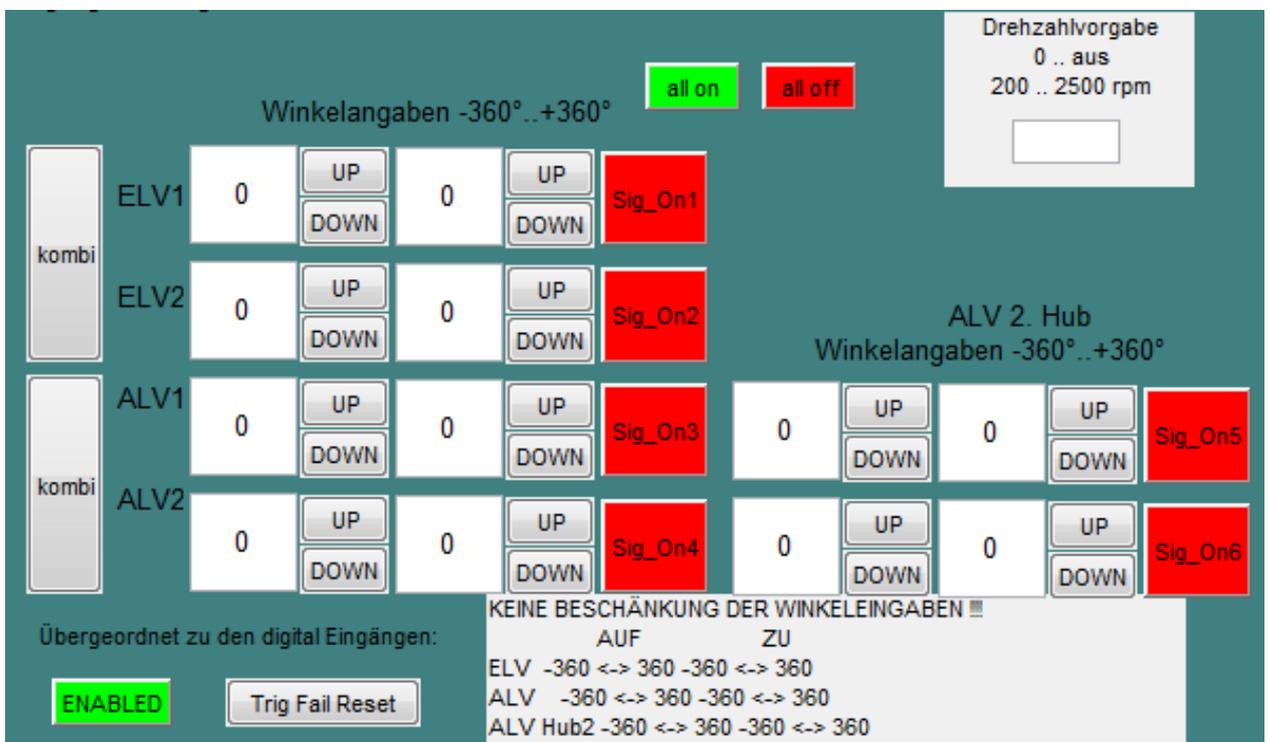


Abbildung 32: Software VVT

Durch die Anbringung von Ventilhubsensoren, ersichtlich in Abbildung 31 ist es möglich die Ventilhubkurven in Abhängigkeit von der Kurbelwinkellage im IndiCom darzustellen. Ein gemessener Verlauf der Ventilhübe ist in Abbildung 33 zu sehen. Das zweite Öffnen des Auslassventils wie bereits in Kapitel 4.2 beschrieben, dient zur Erhöhung der AGR-Rate und konnte mittels des variablen Ventiltriebs umgesetzt werden. Durch diese Überschneidung von Ein- und Auslassventil kann es jedoch, aufgrund einer Massendurchflussbegrenzung im Hydraulikaggregat, zu Druckunterschieden in den einzelnen Hydraulikzylindern kommen. Diese Druckunterschiede sind in Schwankungen der Ventilhubkurven erkennbar, diese Schwankungen beeinflussen die Verbrennungsstabilität

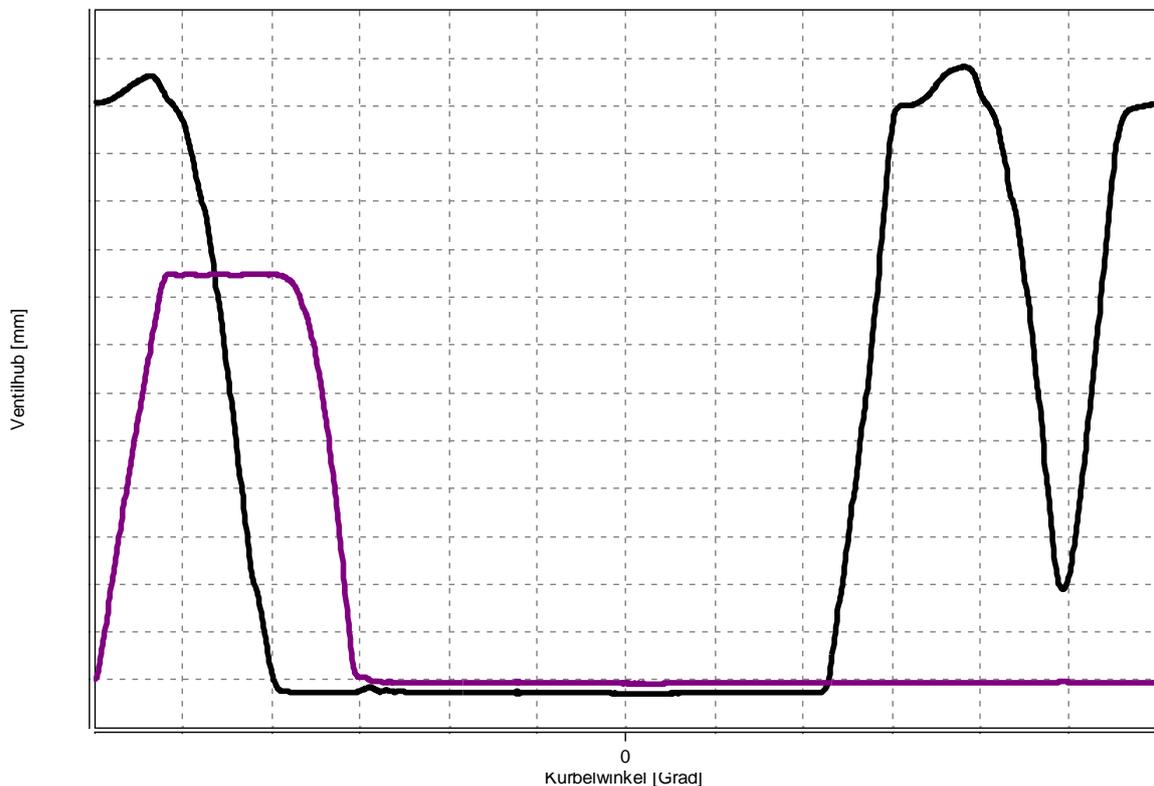


Abbildung 33: gemessene Ventilhubkurve mit variablem Ventiltrieb

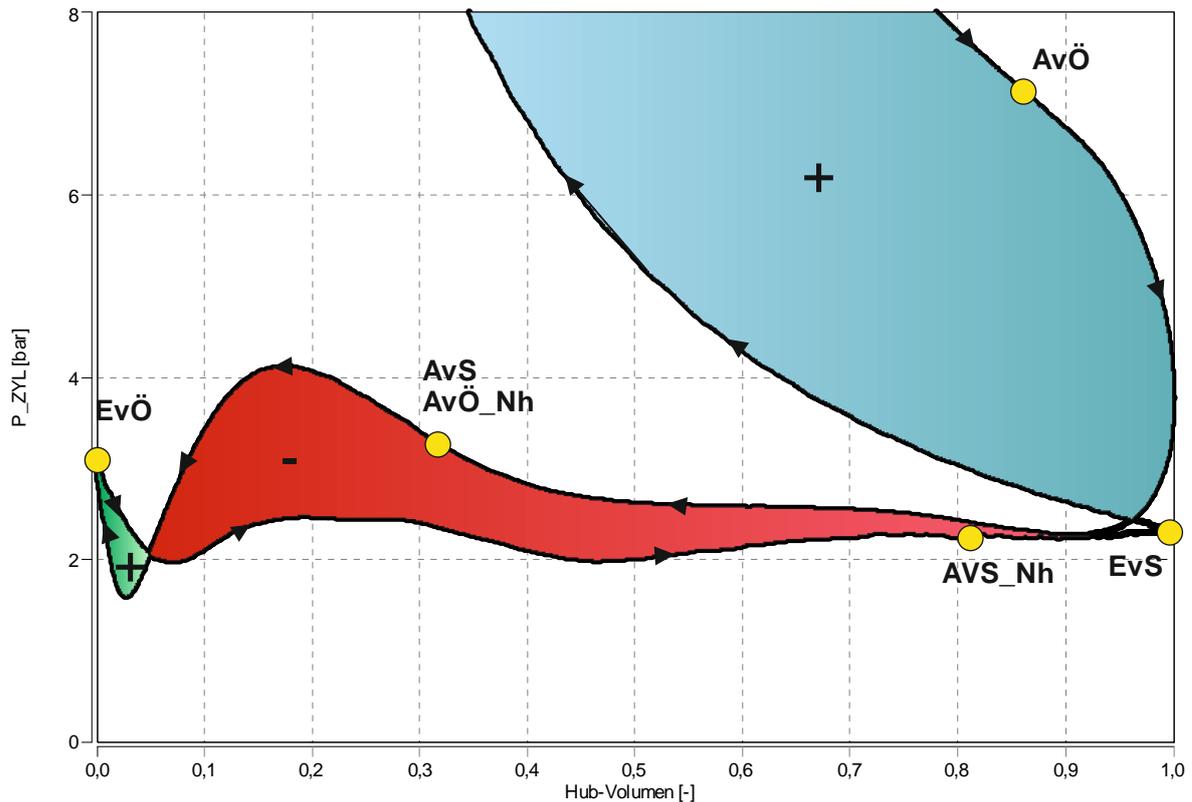


Abbildung 34: Ladungswechselschleife

Die in Abbildung 34 gezeigte Ladungswechselschleife wurde im Rahmen eines Versuchs am Prüfstand gemessen. Die verwendeten Ventilhubkurven sind in Abbildung 33 ersichtlich. Die gelben Punkte geben die Öffnungs- und Schließzeitpunkte der Ventile wieder. Die in Türkis dargestellte Fläche stellt die abgegebene Hochdruckarbeit dar. In Rot dargestellt, ist die Ladungswechselschleife, diese muss aufgebracht werden.

Durch das Schließen des Auslassventils (AVS) und dem wieder öffnen des Auslassventils (AVÖ\_Nh) im Ausschietbetakt, wie auch in Abbildung 33 zu sehen, ist ein leichter Druckanstieg zu erkennen. Dieser Anstieg wird durch die Erhöhung des Abgasdruckes, wie in Abbildung 35 zu sehen verstärkt. Diese Schwankungen im Druckverlauf des Abgases sind auf Reflexionen der Druckwellen an der Abgasgedrueckklappe zurückzuführen.

Nach diesem Anstieg fällt der Druck deutlich ab, da die Auslassventile zur Gänze geöffnet sind und der Kolben das restliche Abgas weiter ausschibt. Nahe dem

oberen Ladungswechsel Totpunkt kann noch ein kleiner Teil der Ladungswechselerarbeit zurückgewonnen werden, in grün dargestellt. Dies kann auch wieder durch die Reflexionen an der Abgasgegendruckklappe erklärt werden. Am oberen Ladungswechseltotpunkt öffnet das Einlassventil, der Druck fällt leicht ab und bleibt während des Ansaugtaktes auf einem gleichen Niveau. Am Ende dieses Taktes schließen der Nachhub des Auslassventils und das Einlassventil.

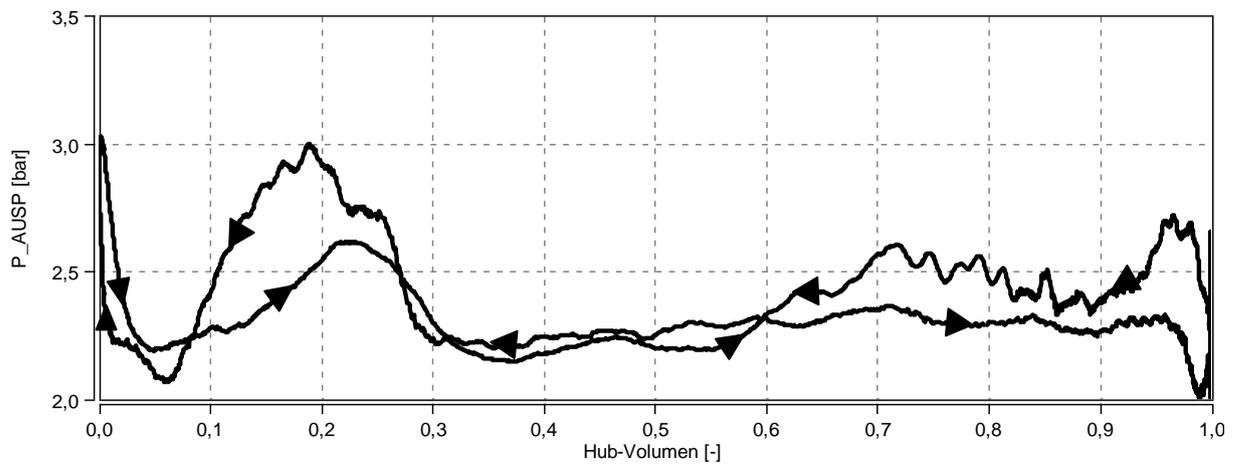


Abbildung 35: Ladungswechseldruckverlauf des Abgases

In der nachstehenden Abbildung sollen die Reflexionen an der Abgasgegendruckklappe erklärt werden.

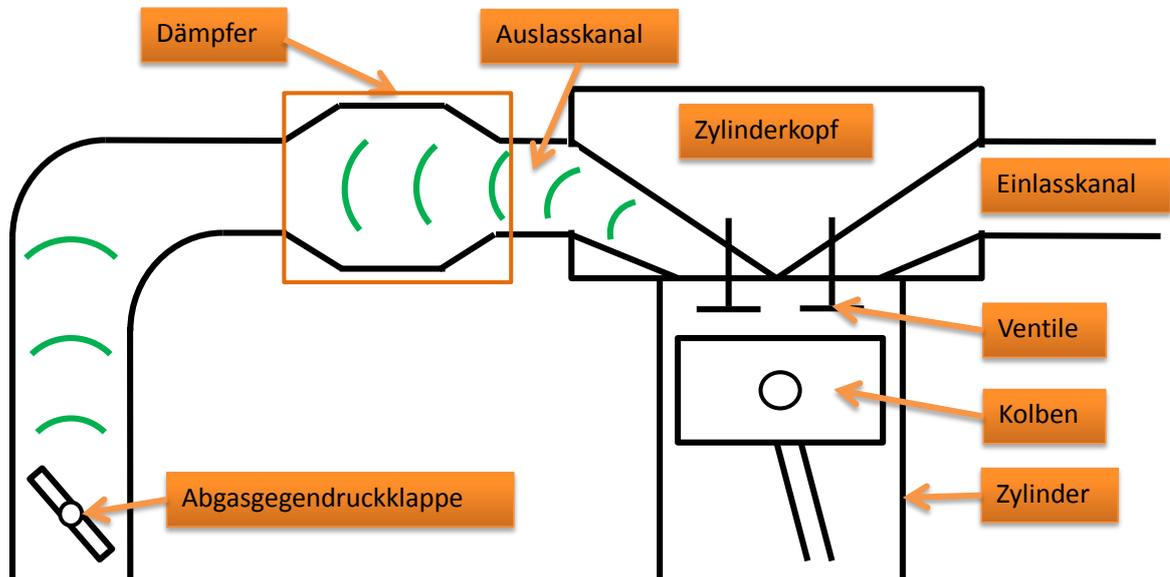


Abbildung 36: Reflexion der Druckwellen an der Gegendruckklappe

Wie in Abbildung 36 ersichtlich breiten sich die Druckwellen des Abgases, in grün dargestellt, von den Auslassventilen über den Auslasskanal aus. Diese Druckwellen werden an der Abgasgegendruckklappe reflektiert und wieder zurückgeleitet, wodurch sich die weiteroben beschriebenen höheren Drücke in den Abgasdruckverläufen ergeben. Um diesem Phänomen entgegenzuwirken wurde bereits ein Dämpfer, in diesem Fall ein großvolumiger Körper, installiert. Bei der Verwendung eines mechanischen Ventiltriebs lassen sich dadurch die Reflexionen unterbinden.

- Zusätzliche Software

Um die interne AGR-Rate berechnen zu können wurde die Auswertesoftware Concerto um das GCA/Burn-Tool erweitert. Dieses Tool ermöglicht es die AGR-Rate zu bestimmen, in dem eine Ladungswechsel- und Motorprozessrechnung durchgeführt wird. Die dazu benötigten Inputdaten werden aus den gemessenen Daten entnommen, wie zum Beispiel Druckverläufe, Ventilhubkurven und Temperaturen. Des Weiteren müssen noch die Anzahl der Ventile und deren Durchmesser und das Wärmeübergangsmodell eingegeben werden

- Dieseleinspritzung

In Abbildung 37 ist der Zylinderkopf und ein Flachkolben abgebildet. Die standardmäßige Vorkammerhülse wurde durch eine Adapterhülse mit integriertem Dieselinjektor ausgetauscht, wie in Abbildung 37 ersichtlich.

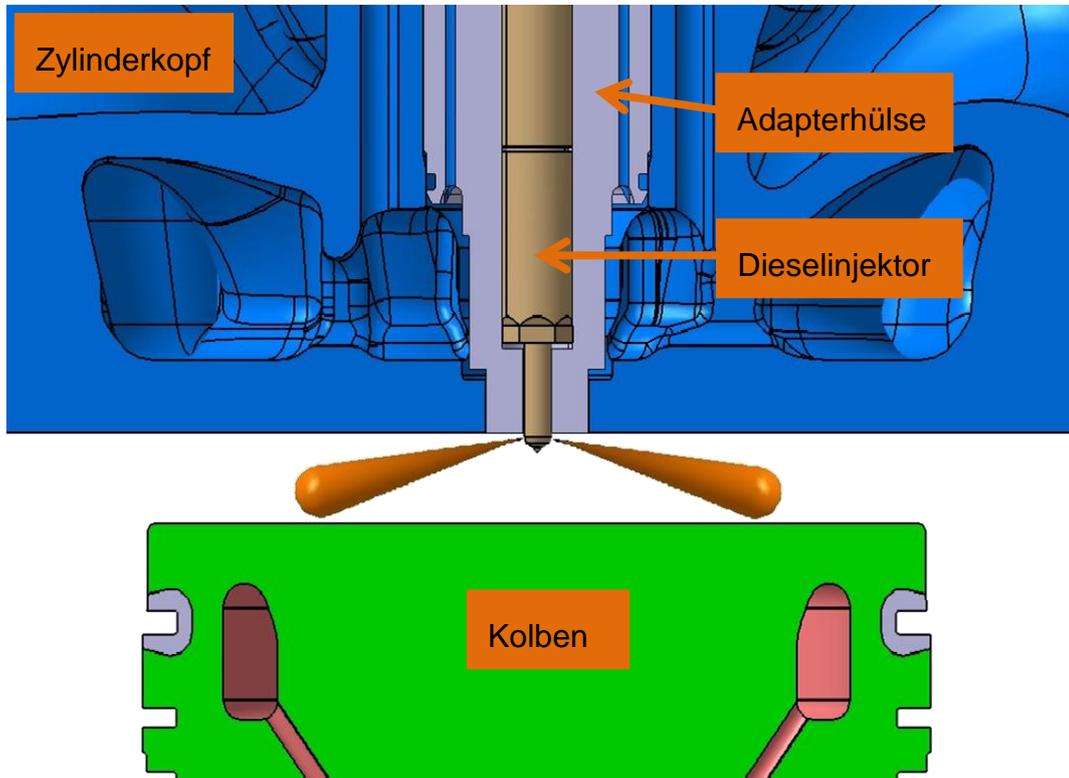


Abbildung 37: eingebauter Dieselinjektor

Der Weg des Diesels zum Injektor ist folgendermaßen festgelegt.

Der Diesel wird von der Haustechnik bereitgestellt, durchläuft dann die AVL FuelExact, ein hochpräzises Verbrauchsmessgerät. Mit diesem Messgerät ist es nicht nur möglich den Verbrauch zu messen sondern auch die Temperatur des Kraftstoffes zu regeln. Darauf folgt eine Hochdruckpumpe, die den Druck des Diesels auf bis zu 1600 bar erhöht. Anschließend wird der Diesel über eine Hochdruckleitung zum Injektor befördert. Der Injektor erhält ein Einspritzsignal und spritzt den Diesel über die Bohrungen in der Einspritzdüse in den Brennraum.

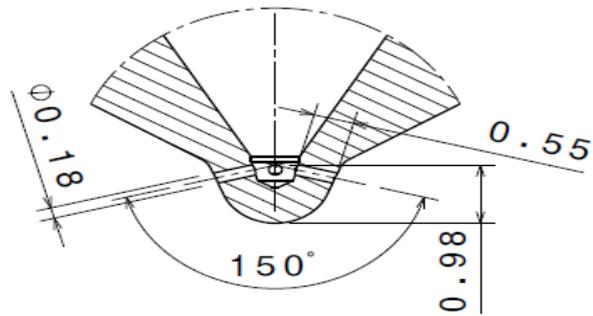


Abbildung 38: Detailansicht Injektordüse

In Abbildung 38 ist eine Detailansicht der Injektordüse zu sehen. Die verwendete Düse weist 4 Bohrungen mit einem Durchmesser von 0,18 mm und einen Sprühwinkel von  $150^\circ$  auf.

Die Steuerung der Dieselparameter wie, Einspritzdruck, Einspritzdauerdauer und Einspritzzeitpunkt erfolgt über ein Steuergerät für Großmotoren. Dieses wurde über eine entsprechende Software mit einem weiteren Computer in der Warte bedient.

## 6. Ergebnisse HCCI-Brennverfahren bei interner Abgasrückführung

In diesem Kapitel sollen kurz die Ergebnisse der ersten Prüfstandsversuche am Einzylinder-Forschungsmotor vorgestellt werden. Die Versuche wurden am Prüfstand P1 LEC, wie in Kapitel 5 beschrieben durchgeführt.

Zudem wurden die Adaptionen wie, ein variabler Ventiltrieb und die Dieselpiloteinspritzung, wie in Kapitel 5.2 beschrieben, dazu eingesetzt.

Die Regelung der AGR-Rate erfolgte über die Ventilhubkurven und Anpassung des Spülgefälles.

Um das Potential eines HCC-Brennverfahrens mit Dieselpiloteinspritzung unterstreichen zu können, ist in Abbildung 39 ein Vergleich der Brennverläufe dieses Verfahrens mit denen eines Serienkonzeptes abgebildet.

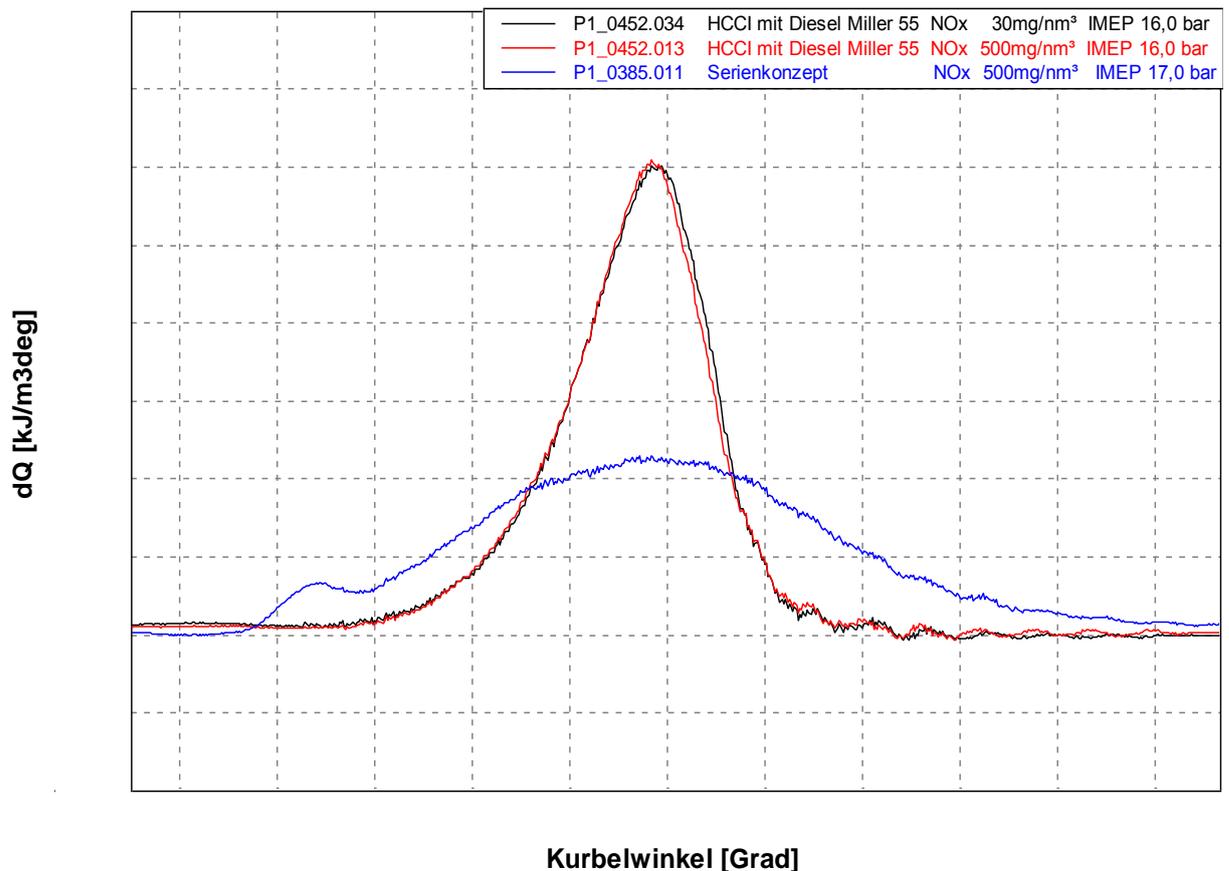


Abbildung 39: Vergleich der Brennverläufe

Die in Abbildung 39 in rot und schwarz dargestellten Verläufe stellen das HCCI-Verfahren dar. Die in blau gehaltene Kurve stellt das Serienkonzept dar. Aus dieser Abbildung gut ersichtlich, ist die sehr kurze Brenndauer des neuen Brennverfahrens im Gegensatz zum Serienkonzept. Durch diese kurze Brenndauer liegt am Ende der Verbrennung auch noch ein ausreichend hohes Temperaturniveau vor, um eine vollständigere Verbrennung des Kraftstoffes zu ermöglichen. Dadurch lassen sich niedrige HC-Emissionen erreichen. Des Weiteren konnten niedrigste NO<sub>x</sub>-Emissionen, die im Bereich von 30 mg/nm<sup>3</sup> liegen, erzielt werden. Auch eine stabile und kontrollierbare Verbrennung durch den Einsatz des variablen Ventiltriebs und der Dieselpiloteinspritzung konnte erreicht werden.

Die in den Zielen definierte hohe Last und der hohe Wirkungsgrad konnten zum Teil erreicht werden. Eine Laststeigerung bei niedrigen NO<sub>x</sub>-Emissionen konnte bis 22 bar indizierten Mitteldruck durchgeführt werden.

In Tabelle 9 sind die Vorteile dieses Verfahrens zum Serienkonzept bei nahezu gleicher Last ersichtlich:

<b>Parameter</b>	<b>Differenz zum Serienkonzept</b>
<b>Hochdruckwirkungsgrad</b>	+ 1,5%
<b>NO<sub>x</sub>-Emissionen</b>	- 94%
<b>HC-Emissionen</b>	- 40%
<b>CO-Emissionen</b>	- 40%

Tabelle 9: Vergleich mit Serienkonzept

## 7. Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Masterarbeit wurde ein HCCI-Brennverfahren mit Dieselpiloteinspritzung an einem Großgasmotor untersucht. Vorteile eines solchen Verfahrens mit homogener Selbstzündung sind die erreichbaren geringen Stickoxid-Emissionen ohne wesentliche Nachteile im Wirkungsgrad und der Verbrennungsstabilität.

Am Anfang der Arbeit wurden Simulationen mittels GT-Power durchgeführt um wichtige Einstellwerte für den Forschungsmotor am Prüfstand zu finden. Einer der wichtigsten Parameter war die interne AGR-Rate. Diese ist für ein HCCI-Verfahren nötig, um die Selbstentzündungstemperatur zu erreichen und um niedrigste NO<sub>x</sub>-Emissionen darstellen zu können.

Bei den Untersuchungen am Prüfstand wurde das Hauptaugenmerk auf die maximal erreichbare Last und niedrigste NO<sub>x</sub>-Emissionen gelegt. Das Erreichen von hohen Lasten mit niedrigen NO<sub>x</sub>-Emissionen war möglich. Eine weitere Steigerung äußerte sich in zu hohen Spitzendrücken und Instabilitäten der Verbrennung. Bei einem mittleren Lastniveau konnten niedrigste NO<sub>x</sub>-Werte erzielt werden. Auch die HC- und CO-Emissionen können auf dem Niveau des derzeit in Serie befindlichen Konzepts gehalten werden. Der erreichte indizierte Hochdruckwirkungsgrad nahm zum Teil höhere Werte an als der des Serienkonzepts.

Somit konnte das große Potential, das in einem solchen Brennverfahren mit homogener Selbstzündung und Dieselpiloteinspritzung steckt unterstrichen werden.

Um dieses Potential noch weiter auszuschöpfen und dieses Brennverfahren in späterer Folge als Serienkonzept einzusetzen, müssen noch weitere Optimierung in Bezug auf Kolben, Dieselpiloteinspritzung und den Ventilsteuerzeiten durchgeführt werden. Auch der Übergang von interner auf externe Abgasrückführung könnte weitere Vorteile bringen.

## 8. Literaturverzeichnis

- [1] R. Pischinger, M. Klell und T. Sams, Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, Wien: Springer Wien, 2009.
  
- [2] H. Eichelseder, VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINEN Vertiefte Ausbildung - Vorlesungsskriptum, Graz: TU Graz, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, 2012.
  
- [3] GE Jenbacher, *Interne Quellen*, Jenbach: GE Jenbacher, 2013.
  
- [4] G. Kogler, Alternative Verbrennungskonzepte für Großgasmotoren - Dissertation, Graz: TU Graz, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, 2006.
  
- [5] A. Wimmer, Thermodynamik des Verbrennungsmotors - Vorlesungsskriptum, Graz: TU Graz, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, 2012.
  
- [6] LEC, *Interne Quellen*, Graz: Large Engines Competence Center, 2013.
  
- [7] M. Christensen und B. Johansson, „Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Operation - Mixture Requirements, Engine Load Range and Emission Characteristics,“ Lund Institute of Technology, Division of Combustion Engines, Lund, Schweden, 2001.

- [8] C. Teetz, D. Bergmann, A. Schneemann und J. Eichmeier, „HCCI-Motor von MTU mit geringen Rohemissionen,“ Springer Automotive Media, Friedrichshafen, 2012.
  
- [9] Gamma Technologies, GT-Suite Flow Theory Manual, Westmont, Illinois, USA: Gamma Technologies, 2011.
  
- [10] A. Wimmer und G. Kogler, „Potential of HCCI for large natural gas fueled engines,“ TU Graz, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Graz, 2006.