

# **Analyse und Optimierung von Vorkammerbrennverfahren für Großgasmotoren**

**Dissertation**

**Christoph Redtenbacher**

Ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades  
eines Doktors der technischen Wissenschaften  
an der Technischen Universität Graz

Graz, März 2012

## **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 entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am .....

.....

(Unterschrift)

## **Statutory Declaration**

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....

date

.....

(signature)

## **Vorwort**

Die Durchführung der vorliegenden Dissertation erfolgte am LEC - *Large Engines Competence Center* der *Technischen Universität Graz*. An den Forschungstätigkeiten des LEC ist im Rahmen von zahlreichen Großgasmotorprojekten ein Großgasmotorenhersteller als Kooperationspartner beteiligt, der an dieser Stelle nicht genannt werden möchte. Diese Zusammenarbeit bedingt aus Gründen wirtschaftlicher Interessen des Partners, dass nicht alle Fakten, Aspekte und Ergebnisse der Arbeit angeführt werden können und dass es mitunter zu Einschränkungen bei der Darstellung von Diagrammen und Bildern kommt.

An dieser Stelle möchte ich mich sehr herzlich bei meinem Betreuer Herrn Ao.Univ.-Prof. Dr. Andreas Wimmer bedanken, der es mir ermöglichte, meine Forschungstätigkeit im spannenden und zukunftssträchtigen Gebiet der Großgasmotoren durchzuführen. Neben der Förderung meiner Qualifikationen, nicht nur im fach einschlägigen Bereich, ist besonders hervorzuheben, dass er meine persönlichen Interessen stets berücksichtigte.

Weiters gebührt allen Kollegen des LEC und des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz, die mich in den letzten Jahren bei der Entstehung der Arbeit unterstützten, ein aufrichtiger Dank. An erster Stelle sind Herr Dr. Eduard Schneßl und Herr Dr. Hubert Winter zu erwähnen, die mir bei jeglichen Problemen mit ihrem fundierten Fachwissen zur Seite standen und mit denen ich eine schöne und oftmals lustige Zeit im Büro verbringen konnte.

Den Herren Dr. Dimitar Dimitrov, DI Janez Vidovic und DI Jan Zelenka danke ich im Speziellen für die Zurverfügungstellung von Simulationsergebnissen und richtungweisende Anregungen. Frau Mag. Maureen Levis bin ich für linguistische Hilfestellungen zu Dank verpflichtet.

Nicht zu vergessen ist der wertvolle Beitrag, der von den am Prüfstand und in der Werkstatt tätigen Kollegen geleistet wurde. Stellvertretend sind die beiden Prüfstandsverantwortlichen, Herr Reinhard Tretnjak und Herr Günther Wagner, sowie Frau Nicole Schweiger aus der Fertigung zu erwähnen. Auch ihnen sei vielmals gedankt.

Zu guter Letzt möchte ich meiner Lebensgefährtin Johanna einen besonderen Dank aussprechen. Sie gab mir stets Rückhalt und die erforderliche Unterstützung, die ein zielgerichtetes Arbeiten erleichtert.

*Christoph Redtenbacher*

# Inhaltsverzeichnis

<b>Kurzfassung .....</b>	<b>I</b>
<b>Abstract.....</b>	<b>III</b>
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>1</b>
<b>2 Großgasmotoren – Technische Grundlagen.....</b>	<b>6</b>
2.1 Stand der Technik .....	6
2.1.1 Abgrenzung der gasmotorischen Brennverfahren .....	6
2.1.2 Magerbrennverfahren bei Großgasmotoren .....	8
2.2 Gesetzliche Rahmenbedingungen .....	10
2.2.1 Abgaskomponenten und deren Relevanz in der Gesetzgebung .....	10
2.2.2 Emissionsvorschriften .....	12
2.2.2.1 Limitierung der NO <sub>x</sub> -Emissionen .....	12
2.2.2.2 Limitierung weiterer Schadstoffkomponenten .....	14
2.2.3 Einfluss der Limitierungen auf die Gasmotorenentwicklung.....	15
2.2.3.1 Einfluss der NO <sub>x</sub> -Limitierung auf den Arbeitsprozess .....	16
2.2.3.2 Bedeutung der Abgasnachbehandlung .....	19
2.2.3.3 Einfluss der Sauerstoffkorrektur .....	20
2.3 Das gasgespülte Vorkammerkonzept.....	23
2.3.1 Sinn und Funktionsweise des gasgespülten Vorkammerkonzeptes .....	23
2.3.2 Aktuelle Problemstellungen beim gasgespülten Vorkammerkonzept.....	25
2.3.2.1 NO <sub>x</sub> -Emissionen aus der Vorkammer .....	25
2.3.2.2 Partikelemissionen aus der Vorkammer .....	26
2.3.2.3 Verschleiß .....	27
<b>3 Methodik, Prüfstandsausstattung und Arbeitsprozessbewertung .....</b>	<b>28</b>
3.1 Methodik.....	28
3.1.1 LEC Development Methodology - LDM .....	28
3.1.2 Anwendung der LDM im Rahmen der Dissertation .....	29
3.2 Prüfstandsausstattung.....	30
3.2.1 Forschungsmotor und Infrastruktur .....	30
3.2.2 Messtechnik .....	33
3.3 Grundlagen und Festlegungen zur Bewertung des Arbeitsprozesses .....	34
3.3.1 Druckverläufe in Hauptbrennraum und Vorkammer.....	34
3.3.2 Brennverlauf und Heizverlauf.....	35
3.3.3 Verlustanalyse.....	38

<b>4</b>	<b>Analysen zur Interaktion zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum .....</b>	<b>40</b>
4.1	Allgemeine Informationen zur Durchführung der Untersuchungen.....	40
4.2	Die Bedeutung des maximalen Vorkammerdifferenzdrucks .....	41
4.2.1	Vergleich zweier Zündkonzepte.....	41
4.2.2	Maximaler Vorkammerdifferenzdruck bei konstantem Zündzeitpunkt .....	44
4.3	Detailanalysen auf Basis der Motorprozessrechnung .....	46
4.3.1	Einfluss der Turbulenz auf den Entflammungsvorgang .....	46
4.3.2	Einfluss der Querschnittsfläche der Überströmbohrungen.....	48
4.3.3	Einfluss der Überströmbohrungsanzahl.....	51
<b>5</b>	<b>Ergebnisse zur Bewertung und Vermeidung von Vorkammeremissionen ....</b>	<b>54</b>
5.1	Analyse der Vorkammer hinsichtlich NO <sub>x</sub> -Emissionen .....	54
5.1.1	Grundlagen zur NO <sub>x</sub> -Bildung .....	54
5.1.2	Allgemeine Informationen zur Durchführung der Untersuchungen .....	55
5.1.3	Einfluss der NO <sub>x</sub> -Emissionen aus der Vorkammer auf den Arbeitsprozess .....	57
5.1.3.1	Darstellung der grundsätzlichen Wirkungsweisen .....	57
5.1.3.2	Detailanalysen auf Basis experimenteller Untersuchungen.....	59
5.1.4	Bewertung einer Methode zur Quantifizierung der Vorkammer-NO <sub>x</sub> .....	63
5.1.4.1	Gegenüberstellung experimenteller Möglichkeiten .....	63
5.1.4.2	Versuchsdurchführung und Ergebnisanalyse.....	64
5.1.4.3	Plausibilitätskontrolle und Anwendbarkeitsbewertung .....	67
5.1.5	Bewertung von Maßnahmen zur Verminderung der Vorkammer-NO <sub>x</sub> .....	69
5.1.5.1	Einfluss einer Gemischspülung auf die Vorkammer-NO <sub>x</sub> .....	70
5.1.5.2	Einfluss unterstöchiometrischer Bedingungen auf die Vorkammer-NO <sub>x</sub> ..	71
5.2	Brennverfahren für niedrigste Partikelemissionen aus der Vorkammer.....	74
5.2.1	Grundlagen zur Partikelbildung .....	74
5.2.2	Allgemeine Informationen zur Durchführung der Untersuchungen .....	75
5.2.3	Beschreibung und Analyse der Ausgangssituation .....	76
5.2.4	Entwicklung von technischen Lösungsmöglichkeiten .....	78
5.2.4.1	Steigleitungsspülung.....	80
5.2.4.2	Venturispülung .....	83
5.2.4.3	Venturispülung mit optimierter Vorkammergeometrie.....	85
5.2.4.4	Vergleich der Varianten.....	87
5.2.5	Experimentelle Untersuchung der Varianten.....	88
5.2.5.1	Einfluss der Vorkammerenergie auf die Partikelemissionen .....	88
5.2.5.2	Einfluss des Zündzeitpunktes auf die Partikelemissionen .....	91

5.2.5.3	Einflüsse weiterer Betriebsparameter auf die Partikelemissionen .....	92
5.2.5.4	Einflüsse der Spülkonzepte auf den Arbeitsprozess.....	93
5.2.5.5	Einflüsse der Spülkonzepte auf die Zündkerzentemperatur .....	95
5.2.6	Gesamtbewertung der Ergebnisse .....	98
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung .....</b>	<b>100</b>
<b>7</b>	<b>Verzeichnisse.....</b>	<b>103</b>
7.1	Literaturverzeichnis .....	103
7.2	Abbildungsverzeichnis .....	110
7.3	Tabellenverzeichnis.....	113
7.4	Formelzeichen und Abkürzungen.....	114

## Kurzfassung

Die Dissertation befasst sich mit der Untersuchung wesentlicher Aspekte des gasgespülten Vorkammerkonzeptes von Großgasmotoren. Neben Analysen zur Interaktion zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum werden die Themen  $\text{NO}_x$ - und Partikelemissionen aus der Vorkammer behandelt. Die Arbeit wurde am LEC - *Large Engines Competence Center* der *Technischen Universität Graz* durchgeführt.

Eine einleitende Bewertung der Stellung von Gasmotoren am Großmotorenmarkt zeigt, dass diese Motorkategorie im Bereich hoher Leistungen bereits auf Augenhöhe mit den lange favorisierten Dieselmotoren steht, wobei zukünftig eine zunehmende Bedeutung zu erwarten ist.

Aufbauend auf der Darstellung wichtiger Grundlagen der Gasmotorentechnik und ausgewählter Emissionsvorschriften im europäischen Raum wird der Einfluss der Schadstofflimitierungen auf die Gasmotorenentwicklung allgemein analysiert. Es folgt eine ausführliche Betrachtung des gasgespülten Vorkammerkonzeptes unter Berücksichtigung aktueller Problemstellungen, woraus die Motivation für die durchgeführte Forschungsarbeit ersichtlich wird.

Die angewandte Methodik orientiert sich an der kurz beschriebenen *LEC Development Methodology*. Dabei beruht die Forschungstätigkeit maßgeblich auf experimentellen Untersuchungen an einem Einzylinder-Forschungsmotor des LEC und der nulldimensionalen Motorprozessrechnung. Ergebnisse von 1D und 3D-CFD Simulationen werden für Potentialabschätzungen von Lösungsansätzen und Detailanalysen unterstützend herangezogen.

Ziel der Analysen zur Interaktion zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum ist, das Verständnis über den Entflammungsvorgang zu verbessern. Es wird untersucht, welche Auswirkungen eine Veränderung der Drucküberhöhung in der Vorkammer während der Entflammungsphase auf den Verbrennungsablauf hat, wobei geometrische Aspekte der Überströmbohrungen berücksichtigt werden. Die Ergebnisse zeigen, dass abgesehen von der Höhe der maximalen Druckdifferenz auch deren Lage und die Dauer des gesamten Ausströmvorganges den Prozess entscheidend mitbestimmen.

Es ist bekannt, dass die Stickoxidemissionen aus der Vorkammer einen bedeutenden Anteil am Gesamtstickoxidausstoß einnehmen können. Wie die Vorkammer- $\text{NO}_x$  den Motorprozess grundsätzlich beeinflussen, wird anhand eines allgemeinen Schemas erläutert. Auf Basis von Messergebnissen erfolgt eine Bewertung, welche Auswirkungen die Vorkammer- $\text{NO}_x$  bei unterschiedlichen Stickoxidgrenzwerten auf den Wirkungsgrad und die in einer Verlustanalyse ermittelbaren Teilverluste haben. Es ist festzustellen, dass bei zu hohen  $\text{NO}_x$ -Emissionen aus der Vorkammer besonders die Umsetzungs- und Ladungswechselperluste problematisch sind. Weiters wird eine experimentelle Methode zur Ermittlung der Vorkammer- $\text{NO}_x$  bewertet, die auf einer sukzessiven Abmagerung des Hauptbrennraumes beruht. Die Ergebnisse zeigen, dass zwar keine präzise Bestimmung des Emissionsniveaus möglich ist, jedoch weitere wichtige Informationen über die Eigenschaften einer Vorkammer gewonnen werden können. Schließlich wird die Wirksamkeit zweier theoretisch denkbarer Maßnahmen zur Verminderung der Vorkammer- $\text{NO}_x$  beurteilt.

Magergasmotoren sind bezüglich Partikelemissionen als äußerst saubere Kraftmaschinen anzusehen. Im Bereich eines in die Vorkammer mündenden Gaszufuhrkanals können fette Zonen dennoch zur Bildung von geringen Mengen an Partikeln führen, die hinsichtlich Systemverschmutzung von Bedeutung sind. Es wird die Realisierung dreier technischer Lösungsmöglichkeiten zur Verminderung der Emissionen vorgestellt, die auf einer Durchspülung des Gaszufuhrkanals mit magerem Gemisch aus dem Hauptbrennraum beruhen. Die Ergebnisse experimenteller Untersuchungen zeigen, dass das Emissionsniveau abhängig vom Betriebsbereich des Motors damit um bis zu 90 % reduziert werden kann, ohne den Arbeitsprozess negativ zu beeinflussen. Relevante Auswirkungen ergeben sich jedoch auf die Zündkerzentemperatur. Auf Basis der umfangreichen Messergebnisse erfolgt die Auswahl der Bestvariante.

## Abstract

This dissertation is concerned with investigating important aspects of the gas-scavenged pre-chamber concept for large gas engines. It will analyze the interaction between the pre-chamber and the main combustion chamber and deal with the topic of  $\text{NO}_x$  and particulate matter emissions from the pre-chamber. The research was conducted at the LEC - *Large Engines Competence Center at Graz University of Technology*.

First, the position of the gas engine on the large engine market is evaluated. In the area of high-performance engines, this engine category is already on equal footing with the diesel engine, the long-time favorite, and its importance is expected to increase.

The next section presents the fundamentals of gas engine technology and selected European emission regulations. On this basis, the influence of emission limits on gas engine development is analyzed. The gas-scavenged pre-chamber concept is then examined in detail with a special emphasis on current challenges.

The methodology that was applied, *LEC Development Methodology*, is briefly described. This research is substantially based on experimental investigations on an LEC single-cylinder research engine (SCE) and zero-dimensional engine cycle simulation. Results from 1D and 3D CFD simulation are used to support estimates of the potential of possible solutions and detailed analyses.

The aim of analyzing the interaction between the pre-chamber and the main combustion chamber is to understand the inflammation phase better. This section investigates what effects a change in the pressure rise in the pre-chamber during the inflammation phase has on the combustion process, also taking into account the geometry of the transfer ducts. The findings show that not only the maximum pressure difference but also the position of this difference and the duration of the entire outflow process have a decisive influence on the process.

It is known that  $\text{NO}_x$  emissions from the pre-chamber can make up a significant proportion of the overall  $\text{NO}_x$  emissions. A general figure is used to explain how pre-chamber  $\text{NO}_x$  fundamentally influences the engine cycle. SCE measurements are evaluated in order to determine which effects pre-chamber  $\text{NO}_x$  has on efficiency and the partial losses obtained in a loss analysis at different  $\text{NO}_x$  limits. It is worth noting that when  $\text{NO}_x$  emissions from the pre-chamber are too high, conversion and gas exchange losses in particular are problematic. An experimental method for determining pre-chamber  $\text{NO}_x$  is also evaluated. This method is based on a successive enleanment of the main combustion chamber. Results show that although it is not possible to determine the emission level precisely, additional important information about the characteristics of a pre-chamber can be obtained. Moreover, the effectiveness of two theoretically possible measures to reduce pre-chamber  $\text{NO}_x$  is analyzed.

In terms of particulate matter emissions, lean gas engines are regarded as extremely clean machines. Nevertheless, rich zones in the area of the gas supply duct leading into the pre-chamber can cause the formation of small amounts of particles that contaminate the system. Three potential technical solutions to the problem of reducing emissions are presented, all of which are based on flushing the gas supply duct with

the lean mixture from the main combustion chamber. The results of experimental investigations show that the emission level can be reduced up to 90 % depending on the operating area of the engine without influencing the working process negatively. However, the spark plug temperature is affected. Finally, the best variant is selected based on these extensive measurement results.

## 1 Einleitung

Die Dissertation befasst sich mit der detaillierten Untersuchung und Entwicklung von gespülten Vorkammerv Verbrennungskonzepten für Großgasmotoren. Daher soll zu Beginn die Bedeutung von Großgasmotoren im Vergleich zu anderen Motorkonzepten allgemein betrachtet werden. Nach einer kurzen Zusammenfassung geschichtlicher Eckpunkte wird auf ihre heutige Stellung am Großmotorenmarkt eingegangen und ein Ausblick in die Zukunft gewagt.

### Überblick über die Geschichte des Großgasmotors

Einen guten Überblick über die Geschichte des Gasmotors gibt Zacharias [89], einen kompakten historischen Rückblick liefert Nerheim [58]. Nachfolgende Ausführungen über die geschichtliche Entwicklung stellen Auszüge aus ihren Werken dar.

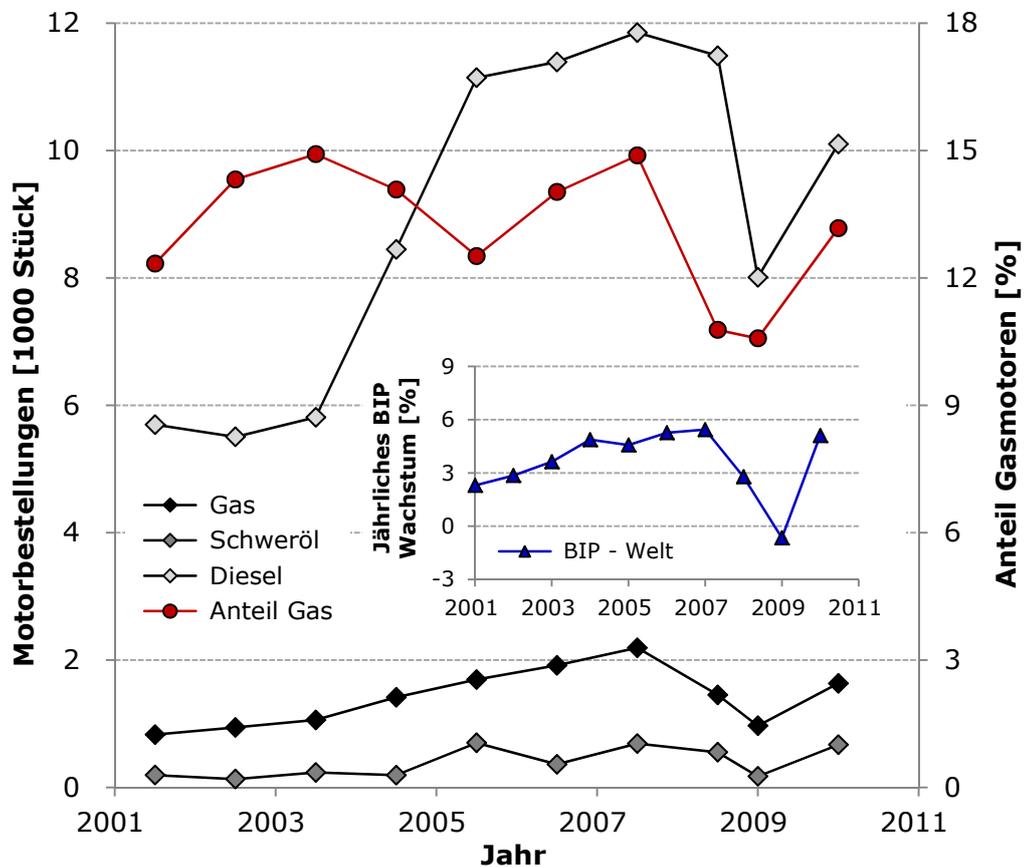
Die Erfolgsgeschichte des Verbrennungsmotors in all seinen Ausprägungsformen hat ihren Ursprung in der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts, wobei es sich bei den ersten Motoren um Gasmotoren handelte. Angeregt von der Vorstellung der ersten Verbrennungskraftmaschine von Jean Joseph Étienne Lenoir 1860, eines auf Basis der Dampfmaschine entwickelten unverdichteten Motors mit doppeltwirkendem Kolben, beschäftigte sich Nicolaus August Otto mit dem Bau von Motoren. Nach richtungsweisenden Schritten wie der Nutzung der Verdichtung zur Leistungssteigerung oder der Gründung der ersten Fabrik für Verbrennungsmotoren gelang ihm im Jahr 1876 der endgültige Durchbruch mit einem Gasmotor, der nach dem 4-Takt Prinzip arbeitete. Letzteres hatte er bereits 1861 entwickelt, 1877 erhielt er dafür das Deutsche Reichspatent. Patentstreitigkeiten mit anderen Firmen führten 1886 schließlich zur Aufhebung des Patents, was zur weiteren Verbreitung des Motorkonzeptes beitrug. Um die Jahrhundertwende waren zahlreiche Firmen am Großgasmotorengeschäft beteiligt. Durch Rudolf Diesels Erfindung des Dieselmotors Ende des 19. Jahrhunderts erwuchs dem Gasmotor jedoch eine bedeutende Konkurrenz. Nach und nach wurde er in den Randbereich verdrängt, was auf die vergleichsweise geringeren Leistungen und Wirkungsgrade sowie der schwieriger zu Hand habenden Bereitstellung des Kraftstoffes zurückzuführen war.

Seine Renaissance erfuhr der Gasmotor nach dem 2. Weltkrieg. Vorerst erfolgten Weiterentwicklungen vor allem in den USA, wo sich die Nutzung von Erdgas verbreitete und die Motoren als Antrieb für Gasverdichter bei Gasgesellschaften eingesetzt wurden. Als weitere wichtige Nischenanwendung ist der Betrieb mit Klär- und Deponiegasen zu erwähnen. Einen wesentlichen Vortrieb für die Gasmotorenentwicklung brachten die europäische Energiekrise sowie die ersten Emissionsvorschriften Ende der 70er Jahre mit sich. Auch der Ausbau des Erdgasversorgungsnetzes kam den Gasmotoren entgegen. Ein Technologieschub mit der Entwicklung des noch heute favorisierten Magerbrennverfahrens im folgenden Jahrzehnt machte die Motoren zunehmend attraktiv, siehe Kapitel 2.1.2. Mit ihren mittlerweile hohen erzielbaren Leistungen und einer vergleichsweise sauberen Verbrennung wurden sie im Stationärbetrieb mehr und mehr eine Konkurrenz zu den Dieselmotoren.

Die heutige Stellung des Gasmotors am Großmotorenmarkt

Nach Zacharias [89] werden stationäre Gasmotoren heute vorwiegend zur Stromerzeugung eingesetzt. Dabei wird die entstehende Abwärme meist im Sinne der Kraft-Wärme-Kopplung zu Heizzwecken genutzt, um die eingesetzte Primärenergie bestmöglich zu verwerten. Solch kombinierte Anlagen werden als Blockheizkraftwerke bezeichnet.

Abbildung 1 zeigt die Entwicklung der jährlichen Bestellungen an Gasmotoren zur Energieerzeugung (Erdgasbetrieb) im Vergleich zu Schweröl- und Dieselmotoren im letzten Jahrzehnt für Leistungen größer 1 MW, wobei sich die Kategorisierung auf den gefeuerten Kraftstoff bezieht. Die Daten stammen aus den *Power Generation Order Surveys* aus *Diesel & Gas Turbine Worldwide*, siehe [18]. Es ist anzumerken, dass die Erfassung der Daten bis zur Periode 2008/2009 immer von Juni des Vorjahres bis Mai des Folgejahres erfolgte, ab 2009 wurde ein volles Kalenderjahr berücksichtigt.

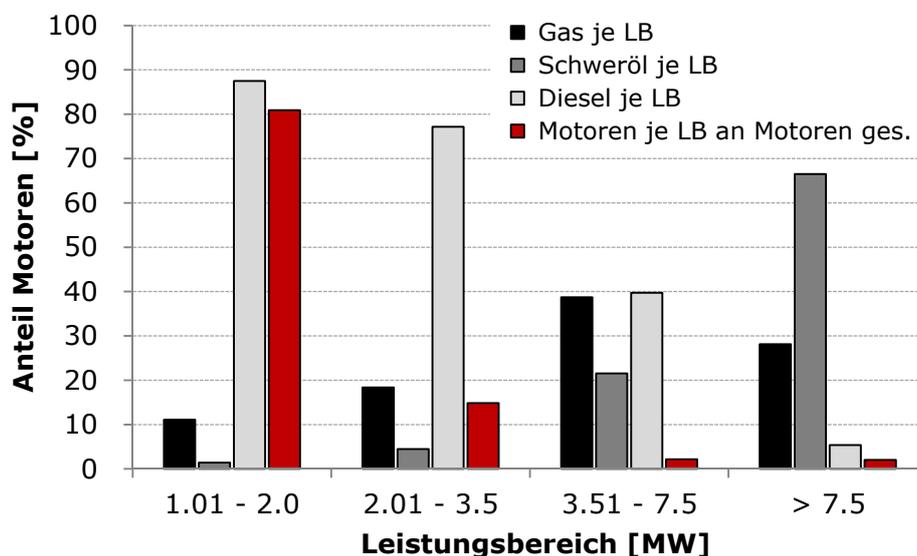


**Abbildung 1:** Weltweite Bestelleingänge von Großmotoren (> 1 MW) zur Energieerzeugung

Die Anzahl der bestellten Dieselmotoren dominiert in dieser Darstellung klar vor den Erdgasmotoren, welche im Mittel einen Anteil von ca. 13 % einnehmen. Eine untergeordnete Rolle spielen die Schwerölmotoren. Bis zum Jahr 2008 ist bei allen Kategorien ein starker Zuwachs zu verzeichnen, die Bestellungen konnten innerhalb von sechs Jahren jeweils mehr als verdoppelt werden. Prägnant ist der Einbruch in der Auftragslage 2009, wobei die Dieselmotoren im Vergleich zur Periode 2007/2008

anteilmäßig die geringsten Verluste hinnehmen mussten. Dass dieser Rückgang an Bestellungen auf eine allgemein schlechte Wirtschaftslage zurückzuführen ist, bestätigt das in Abbildung 1 ebenfalls eingezeichnete Weltwirtschaftswachstum, ausgedrückt als prozentuelle Änderung des realen Bruttoinlandsproduktes im Vergleich zum Vorjahr, siehe [43]. Bereits 2010 konnten die Hersteller wieder eine deutliche Zunahme der Bestelleingänge verzeichnen.

Einen interessanten Einblick gibt eine Auswertung der Verteilung der Motorkategorien nach Leistungsbereichen (LB), siehe Abbildung 2. Das Diagramm zeigt jeweils die Anteile an Gas-, Schweröl- und Dieselmotoren an der Summe der Motoren in diesem Bereich. Zusätzlich stellen die roten Balken den Anteil aller Motoren im jeweiligen Bereich an den Gesamtbestellungen dar. Die Verteilung ist repräsentativ für das letzte Jahrzehnt. Dazu wurden die einzelnen Anteile aus den Summen der Bestellungen über die Jahre ermittelt. Bedingt durch die Änderung der Datenerfassungsperiode ab 2009 wurde der Zeitraum von Jänner bis Mai in diesem Jahr doppelt berücksichtigt, was bezüglich Aussagekraft des Diagrammes allerdings als nicht relevant einzustufen ist.



**Abbildung 2:** Aufteilung der Motorkategorien auf Leistungsbereiche

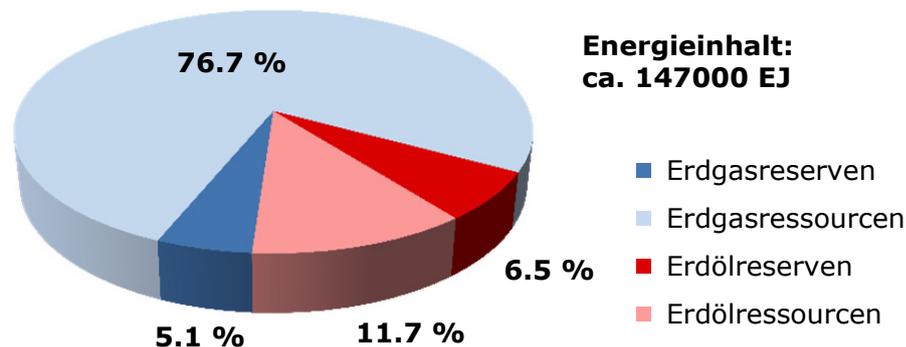
Die Dieselmotoren weisen eine Vorherrschaft im Bereich niedriger Leistungen auf. Mit zunehmender Motorgröße sinken ihre Anteile kontinuierlich ab, über 7.5 MW sind sie von untergeordneter Bedeutung. Genau umgekehrt verhält es sich mit den Schwerölmotoren, deren bevorzugter Einsatz nicht nur relativ sondern auch absolut gesehen in der höchsten Leistungsklasse liegt. Der Prozentsatz aller Motoren über 3.5 MW an den Gesamtbestellungen ist zwar gering, nichtsdestotrotz geht es hier um mehrere tausend Einheiten über dem betrachteten Zeitraum. Am ausgeglichensten verteilen sich die Gasmotoren in dieser Aufstellung. Sie haben ihre höchsten Anteile bei mittleren Leistungen, wo sie mit den Dieselmotoren bereits gleichauf liegen und damit nahezu 40 % des Auftragsvolumens beanspruchen.

Der Vergleich zeigt somit, dass sich der Gasmotor über dem gesamten Leistungsspektrum etabliert hat und er in gewissen Bereichen nicht nur mit dem Dieselmotor um die Spitzenposition konkurriert, sondern ihn sogar schon übertroffen hat.

### Ausblick in die Zukunft

Es ist anzunehmen, dass die Gasmotoren ihre Stellung am Großmotorenmarkt in Zukunft ausbauen werden. Dafür spricht eine ganze Reihe an Faktoren, wovon nachfolgend einige kurz beleuchtet werden.

Eine wesentliche Einflussgröße ist mit Sicherheit die Verfügbarkeit an Kraftstoffen. Für die fossilen Öl- und Gasvorräte ergibt sich gemäß Daten einer Studie der *Bundesanstalt für Geowissenschaften und Rohstoffe* [7] zum Stand 2009 die in Abbildung 3 dargestellte Aufteilung.



**Abbildung 3:** Reserven und Ressourcen an fossilen Kohlenwasserstoffen

Hinsichtlich Reserven<sup>1</sup> sind die flüssigen und gasförmigen Energievorkommen relativ ausgeglichen, wobei ein leichter Vorteil beim Erdöl liegt. Unter Berücksichtigung der Ressourcen<sup>2</sup> wird allerdings ersichtlich, dass Erdgas einen Anteil von nahezu 90 % der nachgewiesenen und vermuteten Vorräte einnimmt. Nach Ansicht der Autoren kann ein zunehmender Erdölbedarf bereits in absehbarer Zeit nicht mehr gedeckt werden, wohingegen Erdgas geologisch gesehen noch über Jahrzehnte auch einer steigenden Nachfrage gerecht wird.

Neben diesem Ausblick spricht die Vielzahl an verwertbaren Sondergasen (z.B. Biogas, Deponiegas, Grubengas, industrielle Abfallgase,...) für den Einsatz von Gasmotoren, wobei aktuelle Entwicklungen auf ein noch breiteres Nutzungsspektrum und eine möglichst effiziente Verbrennung dieser Gase abzielen, vgl. etwa [51] [72] [73].

Als weiterer wichtiger Aspekt ist der bereits hoch entwickelte Technologiestand der Großgasmotoren zu nennen. Im Hinblick auf fahrbare Mitteldrücke und Wirkungsgrade konnte in den letzten Jahren ein rasanter Fortschritt erzielt werden, vgl. Kapitel 2.2.3. Mittlerweile ist es möglich, mit Gasmotoren die effektiven Wirkungsgrade von Dieselmotoren sogar zu übertreffen, wie ein Vergleich der Systeme, vermessen auf einem baugleichen Grundmotor, zeigt, siehe [85].

---

<sup>1</sup> „Nachgewiesene, zu heutigen Preisen und mit heutiger Technik wirtschaftlich gewinnbare Energierohstoffmengen“, siehe [7].

<sup>2</sup> „Nachgewiesene, aber derzeit technisch und/oder wirtschaftlich nicht gewinnbare sowie nicht nachgewiesene, aber geologisch mögliche, künftig gewinnbare Energierohstoffmengen“, siehe [7].

Nicht zuletzt wird dem Gasmotor seine Stellung als vergleichsweise saubere Verbrennungskraftmaschine im Angesicht zukünftig strengerer Emissionsvorschriften entgegenkommen. Die gesetzliche Lage hinsichtlich Abgaslimitierungen für den Gasmotor sowie die damit verbundenen Einflüsse auf den Entwicklungsprozess werden in dieser Arbeit ausführlich behandelt. Zudem wird in Kapitel 2.2.3.2 kurz angerissen, welche verschärfte Problematik sich im Vergleich für den Dieselmotor ergibt. Für eine genauere Gegenüberstellung der beiden Motorkonzepte betreffend zukünftiger Emissionsgrenzwerte und deren Erfüllung sei auf [85] verwiesen.

Zusammenfassend kann man feststellen, dass die Gasmotorentechnologie nach einigen durchwachsenen Jahrzehnten im frühen 20. Jahrhundert heute zu einer bedeutenden Sparte am Großmotorenmarkt geworden ist, mit der Aussicht, ihre Stellung in Zukunft noch weiter auszubauen. Dazu bedarf es allerdings kontinuierlicher Anstrengungen in Forschung und Entwicklung, um den kommenden Anforderungen gerecht zu werden. Einen wichtigen Punkt stellt hierbei jedenfalls die Einhaltung zukünftiger Emissionsvorschriften unter der Randbedingung zumindest gleichbleibend hoher Wirkungsgrade dar. Auch weitere Steigerungen des effektiven Mitteldrucks zur Erhöhung der Leistungsdichte werden notwendig sein, um unter der großen Konkurrenz erfolgreich bestehen zu können. Gefordert sind technisch möglichst einfache Lösungen, die zum einen kostengünstig umsetzbar sind und zum anderen die Ansprüche an eine lange Lebensdauer der Komponenten und lange Wartungsintervalle erfüllen.

Unter diesen Aspekten widmet sich die Dissertation mit der detaillierten Analyse und Optimierung eines Schlüsselements vieler moderner Großgasmotorkonzepte, der gasgespülten Vorkammer, einem wichtigen Thema zur Erreichung der angestrebten Ziele. Als Basis der Arbeit werden wesentliche Grundlagen der Gasmotorentechnik beleuchtet, wobei ein Schwerpunkt dem gasgespülten Vorkammerkonzept gewidmet ist. Danach wird ein Überblick über die angewandte Methodik, die Prüfstandsausstattung und Festlegungen zur Bewertung des Arbeitsprozesses gegeben. Darauf aufbauend erfolgt die Darstellung der Forschungsergebnisse. Dabei handelt es sich einerseits um konkrete Lösungsansätze zu aktuellen Problemstellungen, andererseits sollen sie als Grundlage für zukünftige Verbesserungen des Arbeitsprozesses dienen, um im Endeffekt Großgasmotoren schadstoffärmer, bei höheren Wirkungsgraden und Leistungsdichten betreiben zu können.

## 2 Großgasmotoren – Technische Grundlagen

In diesem Kapitel werden als Grundlage für die weitere Arbeit relevante technische Aspekte sowie gesetzliche Rahmenbedingungen und deren Einflüsse auf die Motorenentwicklung beleuchtet und analysiert. Im Speziellen wird schließlich auf die Bedeutung der gasgespülten Vorkammer bei Großgasmotoren eingegangen und es werden aktuelle Problemstellungen des Vorkammerbrennverfahrens erörtert.

### 2.1 Stand der Technik

Dieser Abschnitt soll einen grundlegenden Überblick über den technischen Entwicklungsstand von Großgasmotoren geben. Der Inhalt beschränkt sich dabei vor allem auf jene Gesichtspunkte des Arbeitsprozesses, die für das Verständnis der weiteren Arbeit von Bedeutung sind.

#### 2.1.1 Abgrenzung der gasmotorischen Brennverfahren

Unter den Brennverfahren, die der Großgasmotorentechnologie zuzuordnen sind, muss grundsätzlich zwischen verschiedenen Konzepten unterschieden werden. Eine sinnvolle Gliederung, unterteilt nach Art der Zündung und der Brennraumgestaltung, geben beispielsweise Schneßl et al. [70], erweitert von Schneßl [71] um das ungespülte Verbrennungskonzept, siehe Tabelle 1.

	<b>Selbstgezündet</b>	<b>Fremdgezündet</b>
<b>Geteilter Brennraum</b>	Diesel-Gasmotor	Gespültes/Ungespültes Verbrennungskonzept
<b>Ungeteilter Brennraum</b>	Diesel-Gasmotor Gas-Dieselmotor Homogene Verbrennung	Direktgezündetes Verbrennungskonzept

**Tabelle 1:** Verbrennungskonzepte von Großgasmotoren [71]

Bei dem für die Dissertation maßgeblichen Brennverfahren handelt es sich um das gespülte Verbrennungskonzept, welches in Kapitel 2.3 im Detail beschrieben wird. Die nachfolgende Kurzcharakterisierung der Varianten beruht auf Basisinformationen aus [55] und [89] sowie auf Informationen aus den für die jeweiligen Motortypen beispielhaft angegebenen Quellen.

Bei den fremdgezündeten Varianten handelt es sich um klassisch ottomotorische Brennverfahren, das heißt die Mischung von Brenngas und Luft erfolgt vor dem Zylinder und die Zündung des Gemisches wird mittels Funken einer elektrischen Zündkerze eingeleitet. Diese ragt beim direktgezündeten Verbrennungskonzept unmittelbar in den Brennraum. Das Konzept wird vorwiegend bei relativ kleinen Bohrungsdurchmessern eingesetzt. Mit zunehmender Zylindergröße und insbesondere bei magerer Verbrennung sind eine sichere Entzündung und ein ausreichend schnelles

Durchbrennen des Gemisches immer schwieriger zu gewährleisten. Deshalb setzt man bei Magergasmotoren ab einem Bohrungsdurchmesser von rund 200 mm auf die zündverstärkende Wirkung einer Vorkammer. Dieser mit dem Hauptbrennraum über Überströmkanäle verbundene zusätzliche Brennraum, der auch die Zündkerze aufnimmt, beansprucht bis zu ca. 5 % des Kompressionsvolumens. Hier ist zwischen der ungespülten und der gespülten Variante zu unterscheiden. Erstere profitiert ohne weitere Maßnahmen von verbesserten Zündbedingungen im Bereich der Zündkerze, während bei letzterer über ein eigenes System zusätzlich Gas oder Gemisch, vgl. etwa [3], in die Vorkammer eingebracht wird. Im Falle einer Gasspülung steht somit zum Zündzeitpunkt ein fetteres, leichter entflammbares Gemisch als im Hauptbrennraum zur Verfügung, was weitere Vorteile bringt. Nach der Zündung kommt es bei allen Varianten zu einem Druckanstieg in der Vorkammer. Infolgedessen schießen Flammenfackeln über die Überströmkanäle in den Hauptbrennraum und führen dort zu einer sicheren Entflammung des mageren Gemisches. Mit der gasgespülten Vorkammer ist dadurch ein Betrieb der Motoren bei Luftverhältnissen von  $\lambda$  deutlich größer 2 möglich. Ein typischer Vertreter für einen Motor mit gespülter Vorkammer ist der J624 der Fa. *GE Jenbacher*, siehe z.B. [46] [51]. In [70] ist ein Vergleich zwischen gespültem und direktgezündetem Brennverfahren angeführt. Für eine detaillierte Bewertung des ungespülten Verbrennungskonzeptes sei auf [71] verwiesen.

Bei den selbstgezündeten Brennverfahren, mit Ausnahme der homogenen Verbrennung, wird die Entflammung der Zylinderladung durch Einspritzung von Dieseldieselkraftstoff eingeleitet. Dabei entspricht die Kategorie der Diesel-Gasmotoren dem ottomotorischen Prozess mit Gemischansaugung, nur dass anstelle des elektrischen Zündfunken selbstzündender Flüssigkraftstoff, dessen Energieinhalt gemessen an der gesamten Ladung gering ist, das Gemisch entzündet. Neben dem Standardfall mit einem Brennraum gibt es Ausführungen, wo das Zündöl in eine Vorkammer eingespritzt wird. Als Beispiel mit einteiligem Brennraum ist der *MAN 51/60DF* der Fa. *MAN Diesel & Turbo SE* zu nennen, siehe etwa [6]. Eine Variante mit Vorkammer stellt der *MAN 32/40DF* vom gleichen Hersteller dar, siehe z.B. [36]. Hinsichtlich  $\text{NO}_x$ -Emissionen ist man in beiden Fällen bestrebt, möglichst kleine Einspritzmengen zu realisieren, siehe auch Kapitel 2.2.3.2.

Im Gegensatz zum Diesel-Gasmotor ist der Gas-Dieselmotor dem dieselmotorischen Brennverfahren zuzuordnen. Hier wird Luft angesaugt und Gas im Verdichtungsstakt in den Brennraum eingeblasen. Die Zündung des inhomogenen Gemisches erfolgt durch zusätzliche Einspritzung von Dieseldieselkraftstoff. Typisch für viele ausgeführte Motoren ist, wie auch bei den Diesel-Gasmotoren, die Fähigkeit, vom Betrieb mit Brenngas auf reinen Dieseldieselbetrieb und umgekehrt umzuschalten (Dual Fuel Motoren). Ein Beispiel für einen Gas-Dieselmotor ist der *Wärtsilä 32GD* der Fa. *Wärtsilä Corporation*, siehe z.B. [83].

Alle vorgestellten Brennverfahren weisen in ihrer Anwendung spezielle Vor- und Nachteile auf, welche hier aber nicht weiter behandelt werden sollen, es sei auf die angegebene Literatur verwiesen. Auch die homogene Verbrennung als alternativer Ansatz zu den bewährten Verbrennungskonzepten wird an dieser Stelle ausgespart, Potentialuntersuchungen finden sich etwa in [48]. Die weiteren Ausführungen in dieser Arbeit beziehen sich, wenn nicht anders angegeben, auf das gasgespülte Verbrennungskonzept von 4-Takt Großgasmotoren.

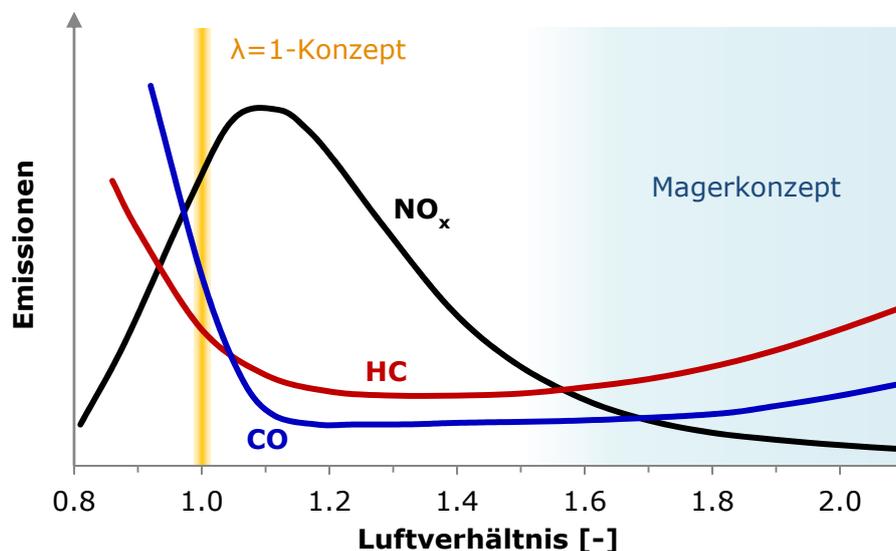
### 2.1.2 Magerbrennverfahren bei Großgasmotoren

Die Einführung der ersten Emissionsvorschriften für Großgasmotoren erforderte die Entwicklung von Betriebsstrategien, um die Grenzwerte sicher einhalten zu können. Davor konnten die Motoren rein auf hohe Wirkungsgrade optimiert werden, siehe [89]. In diesem Abschnitt werden zwei Verbrennungskonzepte erläutert, die heute zur Erfüllung der Abgaslimitierungen eingesetzt werden. Der Schwerpunkt liegt dabei auf den allgemeinen Zusammenhängen. Für eine genauere Darstellung der beim Verbrennungsprozess entstehenden Schadstoffe und deren Bildung sowie der Emissionsgesetzgebung im europäischen Raum siehe Kapitel 2.2 und 5.

Abbildung 4 zeigt in Anlehnung an Mooser [55] und Schneßl [71] den tendenziellen Verlauf der  $\text{NO}_x$ -, HC- und CO-Emissionen bei vorgemischter Verbrennung in Abhängigkeit vom Luftverhältnis. Das dimensionslose Luftverhältnis  $\lambda$  ist definiert als:

$$\lambda = \frac{L}{L_{st}} \quad (1)$$

Dabei stellen  $L$  die tatsächlich eingebrachte Luftmenge und  $L_{st}$  die für stöchiometrische Verbrennung notwendige Luftmenge jeweils in mol je mol Kraftstoff oder kg je kg Kraftstoff dar, vgl. [62]. Im Diagramm sind außerdem die Betriebsbereiche der zwei schadstoffarmen Verbrennungskonzepte, das  $\lambda=1$ -Konzept und das Magerkonzept, eingezeichnet.



**Abbildung 4:** Tendenzuelle Abhängigkeit der Emissionen vom Luftverhältnis

Als erste Lösung zur Erfüllung der Emissionsvorschriften wurde das  $\lambda=1$ -Konzept eingeführt. Bei diesem Luftverhältnis sind die Rohemissionen der einzelnen Schadstoffkomponenten vergleichsweise hoch, jedoch bietet es den Vorteil, dass ein 3-Wege-Katalysator zu deren Senkung eingesetzt werden kann. Um die Funktion des Katalysators zu gewährleisten, muss das Luftverhältnis exakt geregelt werden. Das mit diesem Brennverfahren erzielbare Emissionsniveau ist sehr niedrig, allerdings bringt es auch einige Probleme mit sich. Bedingt durch aggressive Gasbestandteile, die

insbesondere bei der Verbrennung von Sondergasen auftreten können, kann es zur Schädigung des Katalysators kommen. Kritisch sind weiters Zündaussetzer, weil das unverbrannte Gemisch im Katalysator reagiert und zur Überhitzung führt. Die Möglichkeiten zur Wirkungsgrad- und Leistungssteigerung durch Anhebung des Verdichtungsverhältnisses sind wegen der hohen Temperaturen bei stöchiometrischer Verbrennung stark eingeschränkt. Aufgrund dieser Nachteile wurde das im Weiteren beschriebene Magerkonzept, das heute als Stand der Technik angesehen werden kann, entwickelt. Siehe [55] und [89].

Dass das  $\lambda=1$ -Konzept gerade bei niedrigsten Emissionsanforderungen noch immer Relevanz besitzt, zeigt beispielhaft eine Untersuchung von Nellen und Boulouchos [57]. Die Kombination von stöchiometrischer Verbrennung, Abgasrückführung, Abgasturboaufladung und 3-Wege-Katalysator ermöglicht  $\text{NO}_x$ -Emissionen um  $1 \text{ mg/m}_n^3$  bei einem maximalen effektiven Mitteldruck von 23 bar und einem Wirkungsgrad von ca. 41 % bei ebendieser Last für einen 6-Zylinder Motor mit einem Gesamthubvolumen von ca.  $10 \text{ dm}^3$ .

Der Verlauf der  $\text{NO}_x$ -Emissionen in Abbildung 4 weist bei  $\lambda \approx 1.1$  sein Maximum auf. Eine weitere Steigerung des Luftverhältnisses bewirkt eine kontinuierliche Abnahme der beim Verbrennungsvorgang entstehenden Stickoxide, was auf die starke Temperaturabhängigkeit der  $\text{NO}$ -Bildung zurückzuführen ist, siehe Kapitel 5.1.1. Dieses Verhalten der  $\text{NO}_x$ -Entstehung macht man sich beim Magerkonzept zu Nutze. Der Motor wird dabei mit so viel Luftüberschuss betrieben, dass die Stickoxidbildung bereits innermotorisch ausreichend unterbunden wird, um die meisten aktuellen Emissionsvorschriften erfüllen zu können, vgl. [70]. In der Literatur wird allgemein bereits eine Verbrennung mit  $\lambda \geq 1.6$  als Magerkonzept klassifiziert, siehe etwa [55] [89]. Bei modernen Großgasmotoren kommen auch deutlich höhere Luftverhältnisse zum Einsatz. Beispielsweise sehen Laiminger et al. von *GE Jenbacher* [51] für die Weiterentwicklung ihres Motors J624 im Hinblick auf höchste Wirkungsgrade bei niedrigsten Emissionen ein Luftverhältnis von  $\lambda > 2$  als direkte Anforderung.

Während die  $\text{NO}_x$ -Emissionen im mageren Bereich mit zunehmendem Luftverhältnis absinken, weisen die  $\text{CO}$ - und  $\text{HC}$ -Emissionen eine steigende Tendenz auf. Zur Erfüllung der entsprechenden Grenzwerte werden im Allgemeinen Oxidationskatalysatoren eingesetzt, siehe Kapitel 2.2.3.2. Diese sind im Vergleich zu den 3-Wege-Katalysatoren robuster im Hinblick auf chemische und thermische Schädigung [89].

Geht man von einem Saugmotor aus, verringert sich beim Magerbrennverfahren naturgemäß die Leistungsausbeute im Vergleich zur  $\lambda=1$ -Verbrennung. Das lässt sich anhand der Berechnung des Gemischheizwertes gemäß Gleichung (2) gut nachvollziehen. Der Gemischheizwert stellt die mit  $1 \text{ m}^3$  Frischladung in den Brennraum eingebrachte Energie dar und hat demnach die Einheit  $\text{J/m}^3$ . Er sinkt mit zunehmendem Luftverhältnis  $\lambda$ . Die Gleichung gilt für gemischansaugende Motoren, wobei weiters  $H_u$  der Heizwert des Kraftstoffes in  $\text{J/kg}$ ,  $\rho_G$  die auf den Außenzustand bezogene Dichte des Gemisches in  $\text{kg/m}^3$  und  $L_{st}$  der stöchiometrische Luftbedarf des Kraftstoffes in  $\text{kg Luft je kg Kraftstoff}$  sind. Für die Informationen zum Gemischheizwert siehe [62].

$$H_G = \frac{H_u \rho_G}{\lambda L_{st} + 1} \quad (2)$$

Um den Leistungs Nachteil auszugleichen, muss der Magermotor aufgeladen betrieben werden, vgl. [89]. Die Abgasturboaufladung stellt heute in der Großgasmotorenentwicklung ein zentrales Thema dar, um die geforderten Ladedrücke bei möglichst geringen Verlusten realisieren zu können. Ihre Bedeutung hat bereits zur Einführung effizienter zweistufiger Aufladesysteme geführt, siehe etwa [14] [35]. Als weitere Herausforderung ist die sichere Entflammung der Magergemische zu nennen. Wie bereits erwähnt, erweist sich für Motoren mit großen Bohrungsdurchmessern eine gasgespülte Vorkammer als günstige Lösung. Eine detaillierte Betrachtung des Systems folgt in Kapitel 2.3, wo auch kurz auf die Bedeutung der Zündkerze eingegangen wird.

An dieser Stelle sei noch angemerkt, dass sich die weitere Arbeit ausschließlich auf das Magerbrennverfahren und die Nutzung von Erdgas als Kraftstoff bezieht.

## 2.2 Gesetzliche Rahmenbedingungen

Die vom Gesetzgeber vorgegebenen Grenzwerte der maximalen Abgasemissionen beeinflussen die Entwicklung von Großgasmotoren in entscheidendem Maße. Daher werden in diesem Kapitel, aufbauend auf einem Überblick über die aus dem Verbrennungsprozess resultierenden Schadstoffkomponenten, wichtige Abgaslimitierungen im europäischen Raum betreffend Großgasmotoren erläutert. Zudem soll gezeigt werden, welche Zielkonflikte bzw. Potentiale sich aus der Begrenzung des Schadstoffausstoßes im Zuge des Entwicklungsprozesses ergeben.

### 2.2.1 Abgaskomponenten und deren Relevanz in der Gesetzgebung

Unter der idealisierten Annahme der vollständigen Verbrennung eines Kraftstoffes, welcher nur aus C- und H-Atomen besteht, treten im Abgas die Komponenten Kohlendioxid ( $\text{CO}_2$ ), Wasser ( $\text{H}_2\text{O}$ ), Stickstoff ( $\text{N}_2$ ) und im Falle von Luftüberschuss Sauerstoff ( $\text{O}_2$ ) auf, siehe [22].

Über die Zugehörigkeit von Kohlendioxid zur Kategorie der Schadstoffe gibt es in der Literatur unterschiedliche Meinungen. Nach Warnatz et al. [82] muss es im Hinblick auf den Treibhauseffekt als Schadstoff angesehen werden. Eckert und Rakowski [22] hingegen sehen  $\text{CO}_2$  nicht als Schadstoff an, da die menschliche Gesundheit nicht direkt gefährdet wird und es bei jeder vollständigen Oxidation eines Kohlenwasserstoffes als Endprodukt auftritt.

Auch wenn es hinsichtlich dieser Kategorisierung offensichtlich Auffassungsunterschiede gibt, gilt die Beeinflussung des Klimas durch anthropogene Treibhausgase, wie z.B. Kohlendioxid, als wissenschaftlich gesichert, siehe z.B. [17]. Nichtsdestotrotz wird diese Abgaskomponente in den Emissionsvorschriften für Großgasmotoren üblicherweise nicht berücksichtigt. Eine entsprechende Beschränkung würde einem vorgeschriebenen Mindestwirkungsgrad abhängig von der genutzten Brenngasart entsprechen. Im Sinne der Konkurrenzfähigkeit am Markt liegt es im Interesse der Hersteller selbst, Motoren mit einem möglichst hohen effektiven Wirkungsgrad und damit möglichst niedrigen  $\text{CO}_2$ -Emissionen anzubieten. Beim Kauf eines Stationärmotors stellen nämlich nicht nur dessen Anschaffungskosten sondern auch die vom

Kraftstoffverbrauch abhängigen Betriebskosten ein Entscheidungskriterium für den Kunden dar.

Hinsichtlich Umweltverträglichkeit ist an dieser Stelle noch zu erwähnen, dass bei der Nutzung von Erdgas im Verbrennungsmotor im Vergleich zu anderen Kraftstoffen ein verhältnismäßig geringer  $\text{CO}_2$ -Ausstoß anfällt, was auf das niedrige C/H-Verhältnis, bedingt durch den hohen Methananteil im Brenngas, zurückzuführen ist, vgl. [64].

Im realen Motorbetrieb kann der eingebrachte Kraftstoff nur unvollständig verbrennen. Bei Luftverhältnissen  $\lambda \geq 1$  und idealen Bedingungen erfolgt die Verbrennung bestenfalls bis zur Erreichung des chemischen Gleichgewichts. Eine unterstöchiometrische Verbrennung resultiert naturgemäß ohnehin darin, dass der überflüssige Kraftstoff nicht oxidiert werden kann. Im günstigsten Fall ergibt sich auch hier eine unvollständige Verbrennung bis zum chemischen Gleichgewicht. Da im Allgemeinen keine idealen Bedingungen gegeben sind und das chemische Gleichgewicht in der zur Verfügung stehenden Zeit nicht erreicht werden kann, läuft der Verbrennungsvorgang außerdem unvollkommen ab. Als Folge wird zusätzlich zu den Hauptabgaskomponenten eine Reihe an Schadstoffen emittiert. Neben Kohlenmonoxid ( $\text{CO}$ ) als Zwischenprodukt der Oxidation handelt es sich hierbei um teil- und unverbrannte Kohlenwasserstoffe ( $\text{HC}$ ) und Partikel. Weiters sind als unerwünschte Nebenprodukte der Verbrennung Stickoxide ( $\text{NO}_x$ ) im Abgas enthalten. Die Bildung der Schadstoffe wird im Wesentlichen durch das lokale Luftverhältnis sowie der damit unmittelbar gekoppelten Verbrennungstemperatur bestimmt. Siehe [22] und [62].

Abhängig vom Schwefelgehalt im Brenngas, z.B. in Form von Schwefelwasserstoff ( $\text{H}_2\text{S}$ ), können im Motorbetrieb relevante Mengen an Schwefeloxiden ( $\text{SO}_x$ ) gebildet werden, vgl. [89]. Bei der Erdgasverbrennung spielen diese Emissionen eine untergeordnete Rolle. Der im Erdgas vorhandene Schwefelwasserstoff wird in Entschwefelungsanlagen weitestgehend entfernt, sodass das ins Verteilungsnetz gespeiste Reingas nur mehr sehr geringe Mengen an Schwefelverbindungen enthält, siehe [11].

Im Gegensatz zu  $\text{CO}_2$  sind die angeführten Schadstoffe hinsichtlich Abgasgesetzgebung von Bedeutung. Einen kurzen Überblick über ihre Eigenschaften und ihre Wirkungsweisen auf Mensch und Umwelt gibt beispielsweise [63]. Während  $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x$  (als  $\text{NO}$  und  $\text{NO}_2$ ) und  $\text{SO}_x$  (als  $\text{SO}_2$  und  $\text{SO}_3$ ) klar definiert sind, umfasst der Begriff HC-Emissionen eine große Anzahl verschiedener Komponenten. Darunter sind Moleküle, deren schädliche Auswirkungen auf die menschliche Gesundheit bekannt sind. Dazu gehören beispielsweise Carbonylverbindungen (z.B. Formaldehyd) sowie polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe (z.B. Benzo(a)pyren), siehe [22]. Neben der Beschränkung der gesamten Kohlenwasserstoffemissionen ist in der Emissionsgesetzgebung daher die Limitierung bestimmter Substanzen möglich. Häufig wird die Gesamtheit der teil- und unverbrannten Kohlenwasserstoffe ohne Berücksichtigung von Methan ( $\text{CH}_4$ ) begrenzt.

Ebenso wie HC-Emissionen beinhalten auch Partikel eine Vielzahl an unterschiedlichen Komponenten, siehe z.B. [22]. In den Abgasvorschriften wird jedoch üblicherweise der Gesamtausstoß an Partikel- bzw. Staubemissionen limitiert.

## 2.2.2 Emissionsvorschriften

Die Abgasgesetzgebung für stationäre Gasmotoren unterliegt weltweit keiner einheitlichen Regelung sondern ist regional unterschiedlich. Dabei variieren je nach anzuwendender Vorschrift sowohl die begrenzten Schadstoffkomponenten selbst als auch die Höhe der Grenzwerte. Weiters gibt es Unterscheidungen nach Motorleistung, Hubraum, Art des Brenngases und Zündverfahren, je nachdem ob es sich um einen Fremdzündungs- oder Selbstzündungsmotor handelt, vgl. Kapitel 2.1.1. Es würde den Rahmen dieser Arbeit sprengen, hier einen umfassenden Überblick über bestehende und kommende Vorschriften für stationäre Gasmotoren zu geben. Aus diesem Grund wird im Folgenden nur eine Auswahl an Bestimmungen, die für den europäischen Raum relevant sind, behandelt. Einen generellen Überblick über anzuwendende Gesetze in verschiedenen Staaten gibt beispielsweise die VDMA - Broschüre *Abgasgesetzgebung Diesel- und Gasmotoren*, siehe [80].

Bei der Entwicklung von Großgasmotoren spielen insbesondere die  $\text{NO}_x$ -Grenzwerte eine essentielle Rolle, siehe Kapitel 2.2.3. Aus diesem Grund liegt der Schwerpunkt der Abhandlung über die Emissionsgesetzgebung auf den Limitierungen dieser Schadstoffkomponente.

### 2.2.2.1 Limitierung der $\text{NO}_x$ -Emissionen

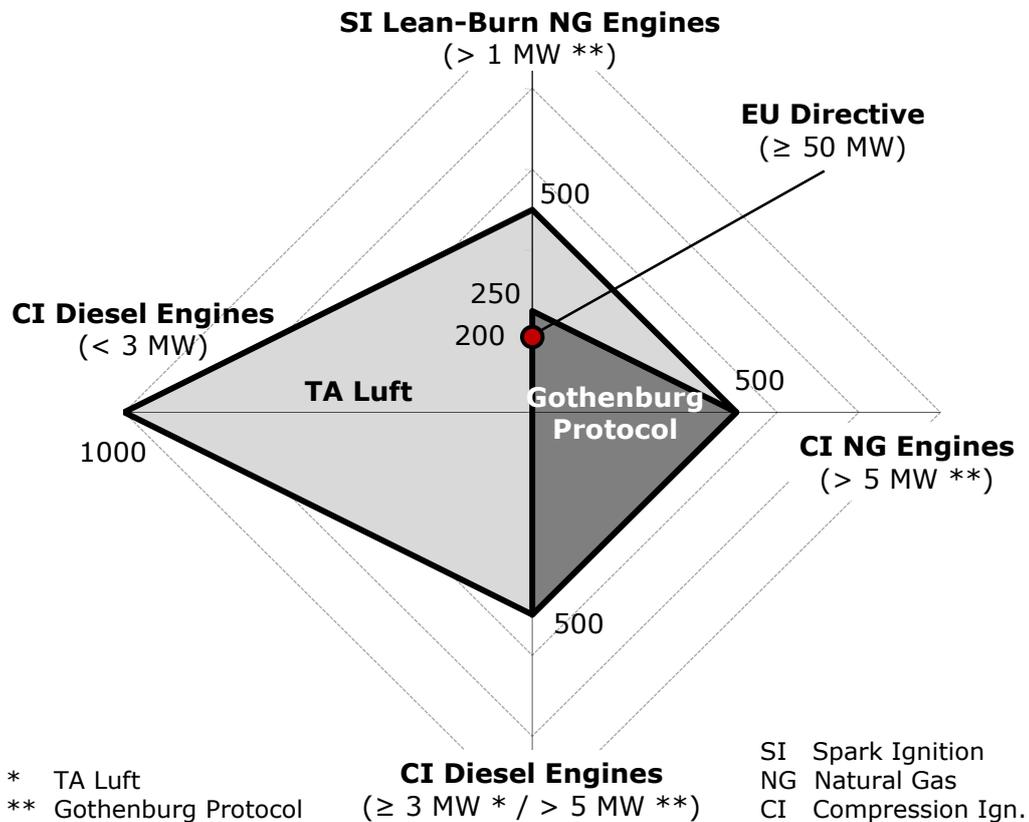
Die Ausführungen in diesem Kapitel orientieren sich am Beitrag „Aktuelle Herausforderungen bei der Entwicklung von Brennverfahren für Großgasmotoren“ von Wimmer und Redtenbacher et al. [85] bei der 1. Rostocker Großmotorentagung.

In Deutschland wird die Begrenzung der Schadstoffemissionen von Großgasmotoren in der *Technischen Anleitung zur Reinhaltung der Luft (TA Luft)* aus dem Jahre 2002 geregelt, siehe [8]. Die *TA Luft* spielt im europäischen Raum eine wichtige Rolle, da die Bestimmungen nicht nur in Deutschland, sondern auch in einigen weiteren europäischen Märkten bei Stationärmotoren Anwendung finden [23]. Infolgedessen wurde der Stickoxidgrenzwert von  $500 \text{ mg/m}_n^3$  (bez. auf 5 Vol.-%  $\text{O}_2$  im Abgas) maßgeblich für den Entwicklungsprozess von fremdgezündeten Magergasmotoren. Abbildung 5 zeigt diesen Grenzwert im Vergleich zu den *TA Luft* Limitierungen anderer Motorkategorien. Während Dieselmotoren mit einer Feuerungswärmeleistung kleiner 3 MW weniger restriktiv behandelt werden, ist auffällig, dass sowohl leistungsstärkere Dieselmotoren als auch erdgasbetriebene Zündstrahlmotoren (CI NG Engines) dieselben Anforderungen erfüllen müssen.

In Abbildung 5 sind außerdem die entsprechenden Abgaslimitierungen des *Göteborg Protokolls* [34] dargestellt. Die  $\text{NO}_x$ -Emissionen von Diesel- und Zündstrahlmotoren sind hier erst ab einer Feuerungswärmeleistung von 5 MW beschränkt. Die Grenzwerte betragen jeweils ebenso  $500 \text{ mg/m}_n^3$ . Im Gegensatz zur *TA Luft* ist jedoch die Limitierung für fremdgezündete Magergasmotoren ab einer Feuerungswärmeleistung von 1 MW auf die Hälfte reduziert.

Das *Göteborg Protokoll* wurde 1999 verabschiedet und unter anderem von zahlreichen europäischen Staaten unterzeichnet. Es gibt für die einzelnen Vertragsstaaten jährliche Emissionshöchstmengen verschiedener Schadstoffe ab dem Jahr 2010 an. Zudem werden Abgasgrenzwerte für stationäre Quellen, unter anderem eben für

Stationärmotoren, geregelt. Den Staaten obliegt es laut Artikel 3 Abs. 2 allerdings, alternative Emissionsreduktionsstrategien zu verfolgen, solange ein äquivalentes Gesamtemissionslevel für alle Quellkategorien gemeinsam erreicht wird. Siehe auch [9].



**Abbildung 5:** NO<sub>x</sub>-Emissionsgrenzwerte der TA Luft, des Göteborg Protokolls und der EU in mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup>, vgl. [85]

Schließlich ist in diesem Diagramm noch der Grenzwert der Richtlinie 2010/75/EU des europäischen Parlamentes und des Rates [27] für Gasmotoren eingetragen. Damit sind die Stickoxidemissionen von Gasmotoren mit einer Feuerungswärmeleistung von 50 MW oder mehr auf 75 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup> (bez. auf 15 Vol.-% O<sub>2</sub> im Abgas) limitiert. Das entspricht umgerechnet auf einen O<sub>2</sub>-Gehalt von 5 Vol.-% einem Grenzwert von 200 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup>. Nach Artikel 80 haben die Mitgliedsstaaten die Richtlinie bis zum 7. Jänner 2013 in nationales Recht umzusetzen, ab dem gleichen Datum sind die Vorschriften anzuwenden.

Somit gibt diese EU-Richtlinie zukünftig die strengste NO<sub>x</sub>-Limitierung für Gasmotoren von überregionaler Bedeutung vor. Obwohl die Vorschrift nur bei sehr leistungsstarken Maschinen Anwendung findet, wobei laut Artikel 29 auch Motoren ≥ 15 MW betroffen sind, wenn die Abgase einer Kombination mehrerer Feuerungsanlagen über einen gemeinsamen Schornstein abgeleitet werden (könnten) und die Summe der Feuerungswärmeleistung aller Anlagen zumindest 50 MW beträgt, spiegelt sie doch den Trend hin zu immer restriktiveren Grenzwerten wieder. Es ist davon auszugehen, dass in Zukunft auch für Motoren kleinerer Leistungsklassen verschärfte

NO<sub>x</sub>-Grenzwerte eingeführt werden. In diesem Hinblick müssen bereits heute entsprechende Forschungsschwerpunkte in der Gasmotorenentwicklung über das gesamte Leistungsspektrum gesetzt werden, um den zukünftigen Anforderungen gerecht werden zu können, siehe etwa Kapitel 5.1.

### 2.2.2.2 Limitierung weiterer Schadstoffkomponenten

Der nachfolgende Überblick über die Limitierung der weiteren Schadstoffkomponenten im Abgas beschränkt sich auf die derzeit geltenden Vorschriften der *TA Luft* [8], da diese Komponenten hinsichtlich Einhaltung von Emissionsgrenzwerten im Rahmen der Arbeit von untergeordneter Bedeutung sind, siehe auch Kapitel 2.2.3. Alle genannten Grenzwerte sind auf einen Sauerstoffgehalt von 5 Vol.-% im Abgas bezogen.

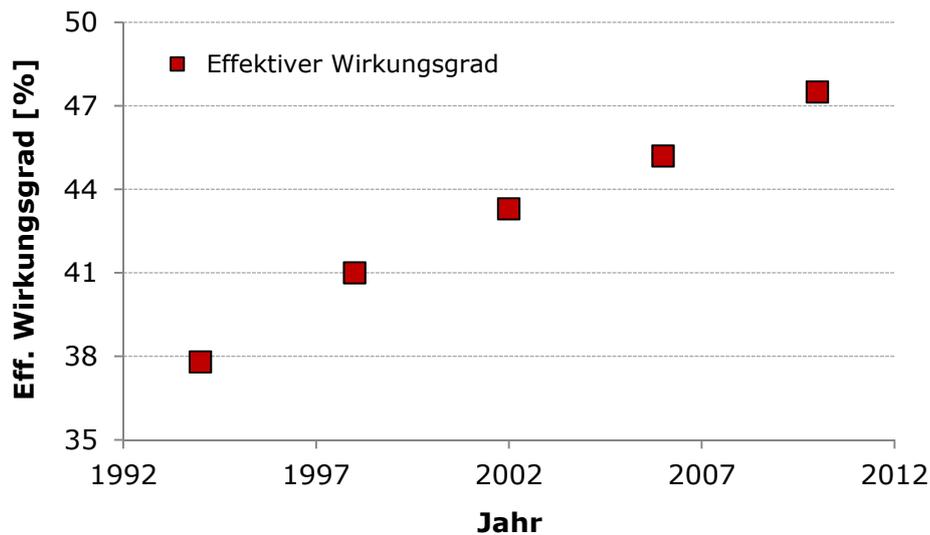
Staubemissionen von Verbrennungsmotoranlagen sind nur für mit flüssigen Brennstoffen betriebene Selbstzündungsmotoren limitiert. Der Grenzwert von 20 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup> umfasst auch die Anteile an krebserzeugenden, erbgutverändernden und reproduktionstoxischen Stoffen. Für fremdgezündete Magergasmotoren, welche mit ihrer vorgemischten Verbrennung von Natur aus sehr niedrige Partikelemissionen aufweisen, ist keine Beschränkung angeführt. Dass Partikelemissionen und deren größtmögliche Reduktion für solche Motoren dennoch von Bedeutung sein können, zeigen die Kapitel 2.3.2.2 und 5.2.

Je nach genutzter Brenngasart existieren unterschiedliche CO-Limitierungen für Fremdzündungsmotoren, wobei der Betrieb mit Erdgas in die restriktivste Kategorie mit einem Grenzwert von 300 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup> fällt. Ebenso sind die maximalen Emissionen an Schwefeloxiden von der Brenngasart abhängig.

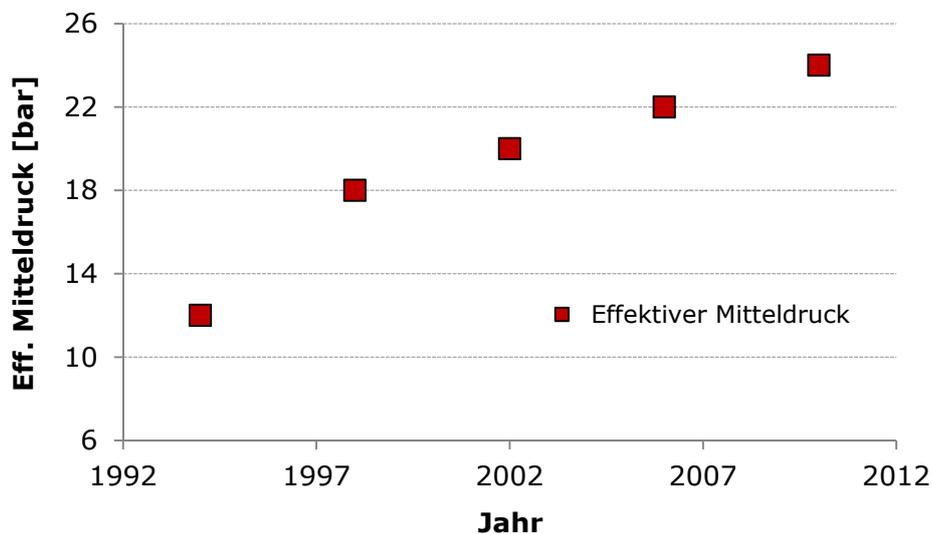
Hinsichtlich HC-Emissionen ist in der *TA Luft* nur der Ausstoß an Formaldehyd (CH<sub>2</sub>O) mit 60 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup> begrenzt. In Zukunft kann damit gerechnet werden, dass dieser Grenzwert, bedingt durch eine etwaige Neubewertung der Gesundheitsschädlichkeit von Formaldehyd, verschärft wird, siehe [69] [85].

### 2.2.3 Einfluss der Limitierungen auf die Gasmotorenentwicklung

Die Entwicklung von Stationärmotoren ist naturgemäß vom Bestreben nach immer höheren Wirkungsgraden und Leistungsdichten geprägt. Als Beispiel für den rasanten Fortschritt auf diesem Gebiet im Großgasmotorenbereich zeigen Abbildung 6 und Abbildung 7 die Zunahme von effektivem Wirkungsgrad und effektivem Mitteldruck der Motoren der Baureihe 6 der Fa. *GE Jenbacher*, siehe [86]. Den Wirkungsgradangaben liegt dabei das Emissionsniveau der *TA Luft* zu Grunde.



**Abbildung 6:** Wirkungsgradentwicklung der Motoren der Baureihe 6 von *GE Jenbacher* [86]



**Abbildung 7:** Mitteldruckentwicklung der Motoren der Baureihe 6 von *GE Jenbacher* [86]

Die nachfolgenden Ausführungen zeigen, wie die Abgaslimitierungen diese Entwicklung beeinflussen und welche Problemstellungen zukünftige Verschärfungen in der Gesetzgebung mit sich bringen.

### 2.2.3.1 Einfluss der NO<sub>x</sub>-Limitierung auf den Arbeitsprozess

Die Abgasgesetzgebung beeinflusst die Entwicklungsziele Wirkungsgrad- und Leistungssteigerung maßgeblich. Insbesondere die Beschränkung der NO<sub>x</sub>-Emissionen ist hierbei von entscheidender Bedeutung. Wie in Kapitel 2.1 angeführt, werden moderne Großgasmotoren üblicherweise mager betrieben. Bedingt durch die mit steigendem Luftverhältnis sinkende NO<sub>x</sub>-Bildung können dadurch die Emissionen innermotorisch so weit reduziert werden, dass der Grenzwert von 500 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup> ohne entsprechende Abgasnachbehandlung eingehalten werden kann. Welche Auswirkungen der Magerbetrieb auf den Arbeitsprozess hat, wird nachstehend anhand einer allgemeinen Analyse sowie eines praktischen Beispiels erläutert.

#### Betrachtung der grundsätzlichen Wirkungsweisen

Die Analyse in diesem Abschnitt zeigt die grundsätzlichen Auswirkungen des Magerbetriebes auf den erzielbaren indizierten Wirkungsgrad. Dabei wird der Arbeitsprozess auf Basis des vereinfachten Vergleichsprozesses und des Prinzips der Verlustanalyse, siehe jeweils Pischinger et al. [62], allgemein bewertet. Für einen Überblick über die Vorgehensweise bei der Verlustanalyse ist Kapitel 3.3.3 vorab zu empfehlen.

Anhand der Berechnung des thermodynamischen Wirkungsgrades für den Gleichraumprozess, ein Sonderfall des vereinfachten Vergleichsprozesses, wird der Vorteil eines zunehmenden Luftverhältnisses im Hinblick auf den Wirkungsgrad des vollkommenen Motors<sup>1</sup> ersichtlich:

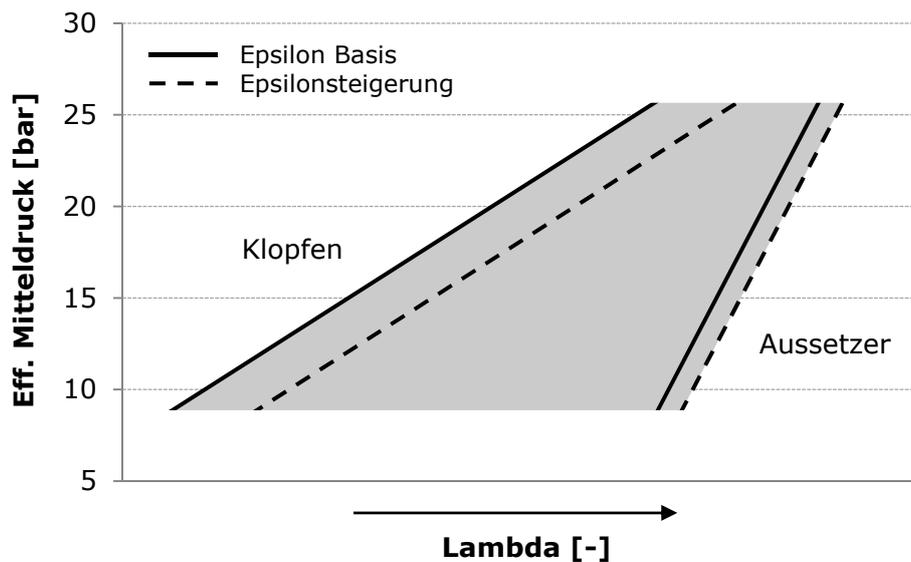
$$\eta_{th,v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (3)$$

Der dimensionslose Isentropenexponent  $\kappa$  steigt mit sinkender Temperatur und somit mit steigendem Luftverhältnis, wodurch sich bei konstantem Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$  eine Zunahme des Wirkungsgrades ergibt.

Die Anhebung des ebenfalls dimensionslosen Verdichtungsverhältnisses  $\varepsilon$  wird grundsätzlich durch das motorschädliche Klopfen begrenzt, wobei allerdings die Klopfneigung durch eine Erhöhung des Luftverhältnisses reduziert wird, siehe z.B. [89]. Gegebenenfalls kann also durch eine Lambdasteigerung Epsilon erhöht und damit ein entsprechender Wirkungsgradvorteil für den vollkommenen Motor erzielt werden. Wie Abbildung 8 zeigt, ist ein solcher Schritt jedoch im Bereich hoher Lasten nicht unkritisch, da eine Epsilonsteigerung im Allgemeinen zu einer Verkleinerung des Betriebsbereiches führt, sofern keine entsprechenden Gegenmaßnahmen gesetzt werden, siehe [85]. Das heißt, dass das Lambdafenster, welches den Abstand zur Klopf- und Verbrennungsaussetzergrenze definiert, schmaler und somit die notwendige Reserve im Motorbetrieb unter Umständen zu gering wird.

---

<sup>1</sup> Im Unterschied zum Idealprozess *Vereinfachter Vergleichsprozess* werden beim Idealprozess *Vollkommener Motor* die realen Gegebenheiten besser berücksichtigt. Bezüglich der grundsätzlichen Einflüsse von Luft- und Verdichtungsverhältnis gelten jedoch dieselben Wirkungsweisen. Der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors stellt den theoretisch erreichbaren Wirkungsgrad eines realen Motorbetriebspunktes dar und ist damit Ausgangsbasis für die Quantifizierung der Einzelverluste in der Verlustanalyse. Siehe [62].



**Abbildung 8:** Auswirkung eines höheren Verdichtungsverhältnisses auf den Betriebsbereich [85]

Neben dem Wirkungsgradvorteil für den Idealprozess bringt ein Motorbetrieb bei zunehmendem Luftverhältnis aber auch eine Reihe an Nachteilen mit sich. Diese spiegeln sich in den Einzelverlusten in der Verlustanalyse wieder. Im Hochdruckteil des Prozesses ergeben sich vor allem höhere Verluste durch unvollkommene Verbrennung sowie durch realen Verbrennungsablauf.

Erstere resultieren daraus, dass besonders Flammen magerer Gemische an den Brennraumwänden und durch Turbulenz bedingte starke Streckung der Flammenfront lokal verlöschen, was speziell an den Zündgrenzen zu einer beträchtlichen Erhöhung der HC-Emissionen führt, siehe [62]. Die bei sehr hohen Luftverhältnissen zunehmenden CO-Emissionen haben ihre Ursache in den niedrigen Temperaturen und der unvollständigen Verbrennung in Wandnähe, siehe [22], und tragen ebenso ihren Anteil zu den gesteigerten Umsetzungsverlusten bei.

Die zunehmenden Verbrennungsverluste ergeben sich aus einer Verringerung der Verbrennungsgeschwindigkeit. Das hängt damit zusammen, dass die laminare Flammengeschwindigkeit ihr Maximum im leicht unterstöchiometrischen Bereich hat und zu den Zündgrenzen hin abnimmt. Die im Gasmotor vorherrschende turbulente Verbrennung, siehe z.B. [89], wird dadurch insofern beeinflusst, als die turbulente Flammengeschwindigkeit sowohl von der laminaren Flammengeschwindigkeit als auch von Turbulenzgrößen abhängt. Für die Informationen zu den Abhängigkeiten der Flammengeschwindigkeit siehe [44].

Ein weiterer Nachteil zunehmender Luftverhältnisse ist in den steigenden Verlusten durch realen Ladungswechsel zu finden, da die zusätzlich eingebrachte Luftmasse bei gleichbleibender Kraftstoffmasse den Ladedruckbedarf und damit die Ladungswechselarbeit erhöht.

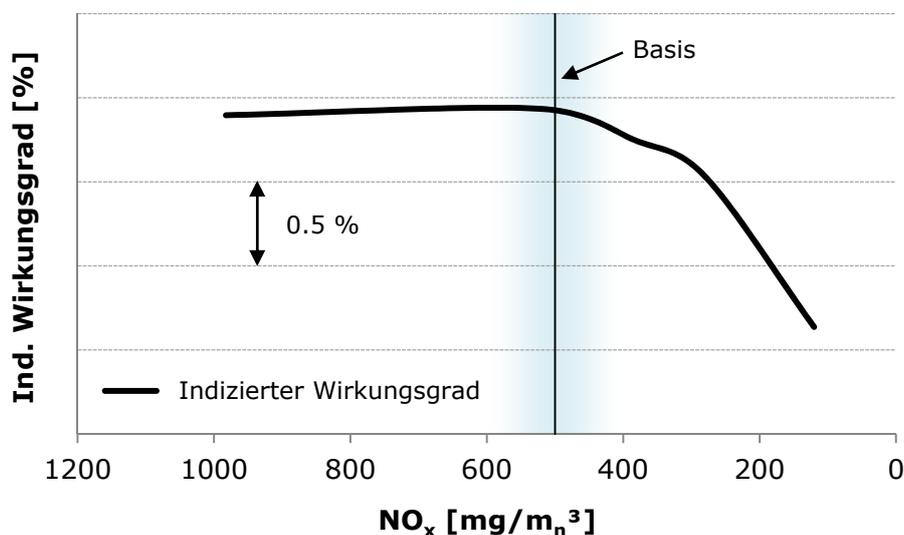
Für eine Bewertung des Wirkungsgradpotentials durch eine Erhöhung des Verdichtungs- oder Luftverhältnisses siehe auch [70].

Beispiel aus experimentellen Untersuchungen

Wie sich die beschriebenen Effekte am realen Motor auswirken, zeigt beispielhaft der in Abbildung 9 dargestellte Wirkungsgrad –  $\text{NO}_x$  Trade-Off. Die dem Diagramm zugrunde liegenden Messungen wurden am Einzylinder-Forschungsmotor, siehe Kapitel 3.2, mit einer auf einen Betrieb von  $500 \text{ mg/m}_n^3 \text{ NO}_x$  optimierten Motorkonfiguration durchgeführt, wobei eine gasgespülte Vorkammer zum Einsatz kam. Die Absenkung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen konnte durch eine Erhöhung des Luftverhältnisses unter folgenden Randbedingungen erreicht werden:

- Indizierter Mitteldruck: 25.5 bar
- 50%-Umsatzpunkt: 6 °KW nach OT
- Vorkammerenergie: 1.25 %

Während sich der indizierte Wirkungsgrad bis ca.  $500 \text{ mg/m}_n^3 \text{ NO}_x$  auf gleichbleibendem Niveau bewegt, fällt er mit einer weiteren  $\text{NO}_x$ -Senkung zunehmend stark ab. Eine Abmagerung in diesem Bereich sehr hoher Luftverhältnisse bewirkt, dass die Zunahme von Umsetzungs-, Verbrennungs- und Ladungswechselperlusten größer ist als der Wirkungsgradgewinn des vollkommenen Motors. Der Messpunkt mit den niedrigsten  $\text{NO}_x$ -Emissionen des Trade-Offs markiert gleichzeitig die Aussetzergrenze, an der ein ausreichend stabiler Motorbetrieb nicht mehr gewährleistet werden kann bzw. wo bei einzelnen Motorzyklen bereits Verbrennungsaussetzer auftreten können.



**Abbildung 9:** Beispiel eines Wirkungsgrad –  $\text{NO}_x$  Trade-Offs

Dieses Beispiel veranschaulicht gut die Problematik, die eine Verschärfung des  $\text{NO}_x$ -Grenzwertes ausgehend vom Limit der *TA Luft* in der Regel mit sich bringt. Neben dem Wirkungsgradverlust verschlechtert sich die Verbrennungsstabilität und der Abstand zur Aussetzergrenze wird verringert. Eine besondere Herausforderung für die Entwicklung stellt dabei der in Kapitel 2.2.2 angeführte Grenzwert der EU-Richtlinie von  $200 \text{ mg/m}_n^3$  dar, wenn einerseits der Wirkungsgrad eines Betriebes bei  $500 \text{ mg/m}_n^3 \text{ NO}_x$  gehalten werden und andererseits die Emissionsreduktion rein innermotorisch erfolgen soll, siehe auch Kapitel 5.1.

### 2.2.3.2 Bedeutung der Abgasnachbehandlung

#### Verminderung der NO<sub>x</sub>-Emissionen

Als Alternative zu innermotorischen Lösungen bietet sich natürlich die Möglichkeit an, die NO<sub>x</sub>-Emissionen mittels Abgasnachbehandlung auf das geforderte Niveau zu senken.

In der Praxis haben sich bei Verbrennungsmotoren, die mit Luftüberschuss betrieben werden, SCR-Katalysatoren (Selective Catalytic Reduction) bewährt. Dabei werden im Katalysator NO und NO<sub>2</sub> mittels Ammoniak (NH<sub>3</sub>) über verschiedene Reaktionen zu N<sub>2</sub> und H<sub>2</sub>O reduziert. Das Reduktionsmittel kann direkt, in Form einer wässrigen Lösung, in den Abgasstrom eingebracht werden. Eine praktikablere Variante stellt die Eindüsung einer Harnstoff-Wasser Lösung dar, wobei der Harnstoff ((NH<sub>2</sub>)<sub>2</sub>CO) über die Reaktionsschritte Thermolyse und Hydrolyse zu NH<sub>3</sub> und CO<sub>2</sub> konvertiert wird. Meist wird ein SCR-Katalysator gemeinsam mit einem Oxidationskatalysator (siehe nächstes Kapitel) betrieben. Siehe z.B. [75] und [89].

Im Großmotorenbereich werden SCR-Katalysatoren hauptsächlich für Dieselmotoren und Diesel-Gasmotoren eingesetzt [89]. Das liegt daran, dass die NO<sub>x</sub>-Emissionen bei der nicht vorgemischten Dieselverbrennung trotz global hohem Luftverhältnis hoch sind im Vergleich zu jenen bei der vorgemischten Magerverbrennung des Gasmotors. Nach der gängigen Modellvorstellung, die auf Publikationen von Dec, Dec et al. und Flynn et al. basiert [15] [16] [30], wird nämlich der wesentliche Anteil der bei DI Dieselmotoren emittierten NO<sub>x</sub> während der mischungskontrollierten Verbrennungsphase gebildet. Die äußere Umhüllung der etwa stöchiometrischen Diffusionsflamme bietet mit ihren hohen Temperaturen sowie dem Sauerstoffangebot in einer dünnen Schicht nahezu ideale Bedingungen für die NO<sub>x</sub>-Bildung.

Eine wirkungsvolle Maßnahme zur innermotorischen Verminderung der Stickoxide stellt hierbei die Abgasrückführung dar, siehe [54]. Durch Senkung der für die NO-Bildung relevanten Temperatur werden damit die Emissionen reduziert. Als Nachteil muss jedoch ein Anstieg der Partikelemissionen, bedingt durch das verringerte Sauerstoffangebot, in Kauf genommen werden. Die Einhaltung strenger NO<sub>x</sub>-Grenzwerte ohne Sekundärmaßnahmen ist somit für Motoren mit direkter Dieseleinspritzung im Vergleich zu Magergasmotoren problematischer, vgl. [85].

Im Falle sehr restriktiver Anforderungen an die NO<sub>x</sub>-Emissionen werden allerdings bei Großgasmotoren ebenso SCR-Katalysatoren eingesetzt. Als Beispiel seien an dieser Stelle *GE Jenbacher* Gasmotoren erwähnt, die zur CO<sub>2</sub>-Düngung in Gewächshäusern genutzt werden, siehe [32]. Da hierbei das Motorabgas zur CO<sub>2</sub>-Anreicherung in das Gewächshaus eingeleitet wird, ist eine vorhergehende Abgasreinigung mittels SCR- und zwei Oxidationskatalysatoren erforderlich, um die Emissionsansprüche zu erfüllen.

Wirtschaftlich gesehen bedeutet die Notwendigkeit einer SCR-Katalysatoranlage für den Anlagenbetreiber höhere Kosten in der Anschaffung sowie einen laufenden Aufwand für das Reduktionsmittel. Daher ist für Großgasmotoren grundsätzlich auch bei verschärfter Gesetzgebung eine rein innermotorische Lösung anzustreben, solange der abmagerungsbedingte Wirkungsgradverlust in Grenzen gehalten werden kann. Zudem muss ein langzeitstabiler Motorbetrieb mit ausreichender Reserve zur Aussetzergrenze gewährleistet werden.

### Verminderung der HC- und CO-Emissionen

Bei Verzicht auf Sekundärmaßnahmen zur Verminderung der Stickoxidemissionen wird das Luftverhältnis von Großgasmotoren maßgeblich vom geforderten  $\text{NO}_x$ -Grenzwert bestimmt. Wie die Ausführungen in Kapitel 2.2.3.1 zeigen, resultiert die innermotorische Reduktion der Stickoxide durch Abmagerung ab einem gewissen Punkt unvermeidbar in einem Verlust an indiziertem Wirkungsgrad, was im Anstieg der einzelnen Teilverluste begründet ist. Von Relevanz ist unter anderem der Verlust durch unvollkommene Verbrennung, der durch die vergleichsweise hohen HC- und CO-Emissionen, bedingt durch den Betrieb nahe der Zündgrenze, verursacht wird.

Die Wahl günstiger Bedingungen hinsichtlich niedriger HC- und CO-Emissionen ist somit stark durch das vorgegebene  $\text{NO}_x$ -Limit eingeschränkt und die Einhaltung der entsprechenden Grenzwerte rein durch innermotorische Maßnahmen schwierig. Als möglicher Ausweg verbleibt wiederum die Verminderung durch sekundäre Maßnahmen.

Wie auch in der Dieselmotorentechnik verbreitet angewandt, können Oxidationskatalysatoren Abhilfe schaffen. Durch den Magerbetrieb ist grundsätzlich genügend Sauerstoff vorhanden, um die teil- bzw. unverbrannten Abgaskomponenten in  $\text{CO}_2$  und  $\text{H}_2\text{O}$  umzusetzen. Im Katalysator werden die zur Einleitung der Reaktionen notwendigen Energien gesenkt, sodass die entsprechenden Umwandlungen bei Abgastemperatur stattfinden. Somit kann ein Großteil der Schadstoffe konvertiert werden. Siehe z.B. [26] und [75].

Nach Zacharias [89] gibt es in Europa kaum eine größere erdgasbetriebene Gasmotorenanlage, die nicht mit Oxidationskatalysatoren ausgestattet ist. Nach Sicht des Autors könnten die zum Zeitpunkt der Buchveröffentlichung im Jahr 2001 geltenden Grenzwerte der *TA Luft* mit Magergasmotoren auch ohne Katalysatoren eingehalten werden. Bei den heute für einige Schadstoffkategorien strengeren Limitierungen scheint dies schwer umsetzbar zu sein.

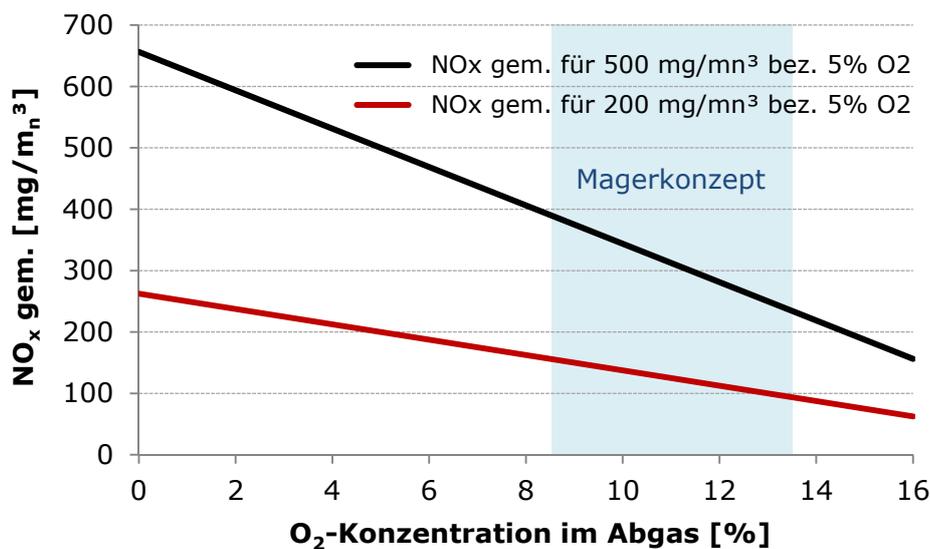
Auch wenn durch den Einsatz eines Oxidationskatalysators die Emissionen an Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid hinsichtlich Einhaltung von Grenzwerten eine untergeordnete Rolle spielen, sind unter den gegebenen Randbedingungen alle innermotorisch möglichen Maßnahmen auszuschöpfen, die zu deren Verminderung beitragen. Dadurch gelangt weniger chemisch gebundene Energie ins Abgas, die Umsetzungsverluste sinken und damit steigt der effektive Wirkungsgrad. Bei einer Verschärfung des  $\text{NO}_x$ -Limits ohne entsprechende Abgasnachbehandlung werden solche Maßnahmen zu einem zentralen Thema, wenn kein Wirkungsgradverlust in Kauf genommen werden soll, siehe Kapitel 5.1.3.

#### **2.2.3.3 Einfluss der Sauerstoffkorrektur**

Die in dieser Arbeit angeführten Emissionsgrenzwerte haben die Einheit einer Massenkonzentration und geben damit die höchstzulässige Masse einer Schadstoffkategorie bezogen auf das Abgasvolumen bei Normbedingungen an. In den beschriebenen Abgasreglementierungen ist eine Korrektur der gemessenen Emissionen auf einen bestimmten Bezugssauerstoffgehalt vorgeschrieben. Nach *TA Luft* [8] erfolgt die Umrechnung nach folgender Formel:

$$E_B = \frac{21 - O_B}{21 - O_M} \cdot E_M \quad (4)$$

Hierbei stellt  $E_M$  die gemessene Massenkonzentration in  $\text{mg}/\text{m}_n^3$  dar, welche mit dem Bezugssauerstoffgehalt  $O_B$  und dem gemessenen Sauerstoffgehalt im Abgas  $O_M$ , jeweils in Vol.-%, auf die für die Gesetzgebung relevante Massenkonzentration  $E_B$  umgerechnet wird. Abbildung 10 zeigt beispielhaft, welche Auswirkungen die Korrektur im realen Motorbetrieb hat. Ausgehend von den wichtigen  $\text{NO}_x$ -Limitierungen von 500 und 200  $\text{mg}/\text{m}_n^3$  bezogen auf 5 Vol.-%  $\text{O}_2$  im Abgas sind auf der y-Achse jene gemessenen Massenkonzentrationen aufgetragen, die abhängig vom Sauerstoffgehalt im Abgas nicht überschritten werden dürfen, um den jeweiligen Grenzwert einzuhalten.

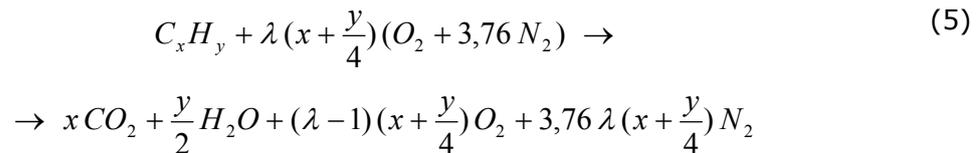


**Abbildung 10:** Erforderliche gemessene  $\text{NO}_x$ -Emissionen zur Einhaltung zweier Grenzwerte in Abhängigkeit vom Sauerstoffgehalt im Abgas

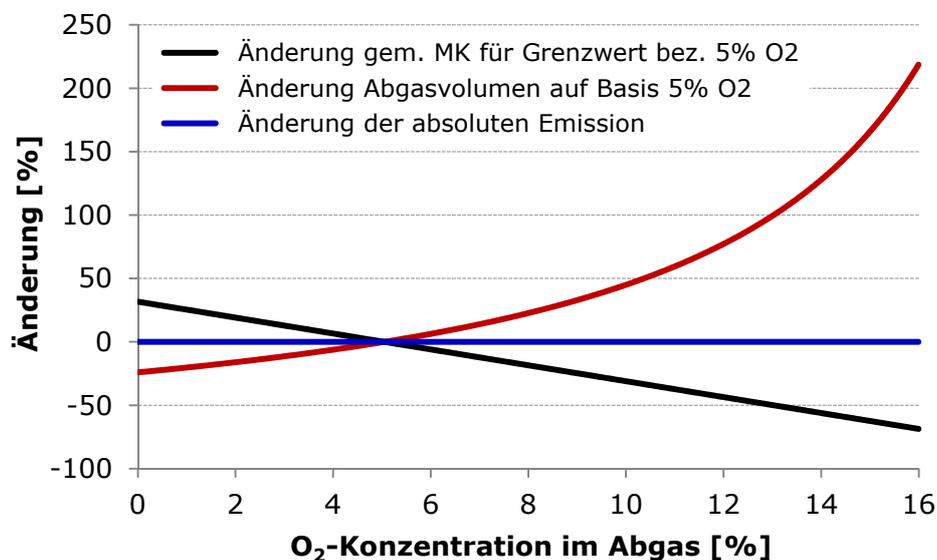
Die Markierung im Diagramm lässt erkennen, dass der Sauerstoffgehalt im Abgas bei den bei Großgasmotoren im Magerbetrieb üblichen Luftverhältnissen deutlich höher als der Bezugswert von 5 Vol.-% ist<sup>1</sup>. Das heißt, dass durch die Korrektur eine bedeutende Schlechterstellung des gemessenen Wertes erfolgt. Was auf den ersten Blick nach einer Benachteiligung von mager betriebenen Motoren aussieht, relativiert sich unter Berücksichtigung des mit steigendem Luftverhältnis ebenfalls zunehmenden Abgasvolumenstromes.

Unter der idealisierten Annahme einer vollständigen Verbrennung ohne Dissoziation kann die Abgaszusammensetzung aus der chemischen Bruttoreaktionsgleichung ermittelt werden, siehe [62]. Damit ergibt sich die Zusammensetzung für einen  $\text{C}_x\text{H}_y$ -Kraftstoff in Abhängigkeit vom Luftverhältnis  $\lambda$  nach folgender Gleichung:

<sup>1</sup> Die Markierung entspricht einem Luftverhältnisbereich von  $\lambda \approx 1.6$  bis 2.6 für eine vollständige Verbrennung von Methan und Bezug auf trockenes Abgas.



Die daraus ermittelbare Zunahme der Abgasmenge in Abhängigkeit vom Sauerstoffgehalt im Abgas kompensiert die mit steigendem Sauerstoffgehalt abnehmende gemessene Schadstoffmassenkonzentration, die zur Einhaltung eines Emissionsgrenzwertes mit Sauerstoffbezug erforderlich ist. Somit bleiben für einen bestimmten Grenzwert die absolut emittierten Schadstoffe unabhängig vom Sauerstoffgehalt im Abgas konstant. Abbildung 11 veranschaulicht diesen Zusammenhang ausgehend von einer Bezugssauerstoffkonzentration von 5 %.



**Abbildung 11:** Einfluss der Korrekturformel auf die absolute Schadstoffemission

Nachdem Großgasmotoren zur Einhaltung der NO<sub>x</sub>-Grenzwerte sehr mager betrieben werden und nach [62] der Einfluss der Dissoziation bis etwa 2000 K gering ist, gelten die Ergebnisse aus den idealisierten Annahmen näherungsweise für den realen Motorbetrieb. Somit entspricht auch hier eine prozentuelle Änderung einer korrigierten Massenkonzentration der prozentuellen Änderung der absolut emittierten Emissionen.

Dieser Zusammenhang ist beispielsweise bei der in Kapitel 5.1.4 untersuchten Methode zur Quantifizierung der NO<sub>x</sub>-Emissionen aus der Vorkammer von Bedeutung. Für einen aussagekräftigen Vergleich der bei unterschiedlichen Luftverhältnissen ermittelten Vorkammer-NO<sub>x</sub> verschiedener Vorkammerkonfigurationen können die korrigierten Massenkonzentrationen herangezogen werden. Damit kann der Anteil der NO<sub>x</sub>-Emissionen einer Vorkammer an den gesamten Stickoxidemissionen eines Standardbetriebspunktes bei vorgegebenem NO<sub>x</sub>-Grenzwert unmittelbar bestimmt werden.

## 2.3 Das gasgespülte Vorkammerkonzept

Der Schwerpunkt der Forschungstätigkeit der Dissertation liegt auf der Analyse und Optimierung des gasgespülten Vorkammerkonzeptes von Großgasmotoren. Daher wird in diesem Kapitel, nach einer allgemeinen Betrachtung der Funktionsweise entsprechend dem Stand der Technik, auf aktuelle Problemstellungen im Zusammenhang mit dem Zündsystem eingegangen.

### 2.3.1 Sinn und Funktionsweise des gasgespülten Vorkammerkonzeptes

In den vorherigen Kapiteln wurde gezeigt, dass Großgasmotoren heute vorwiegend als Magerkonzept mit Luftverhältnissen bis  $\lambda > 2$  betrieben werden und dass sich zur Zündung der mageren Gemische für Bohrungsdurchmesser ab ca. 200 mm ein gasgespültes Vorkammersystem eignet.

Für die Zündgrenzen<sup>1</sup> von Methan in Luft findet man in der Literatur abweichende Angaben, wobei die untere Zündgrenze etwa 4.5 Vol.-% und die obere Zündgrenze etwa 16 Vol.-%, was einem Luftverhältnissbereich von  $\lambda \approx 2.2$  bis 0.6 entspricht, beträgt, vgl. [11] [24] [28] [78]. Es ist zu erwähnen, dass diese Werte gewöhnlich zwar bei Normbedingungen ermittelt werden, das Messverfahren selbst aber nicht genormt ist [44]. Da Methan der Hauptbestandteil von Erdgas ist, weist Erdgas unterschiedlicher Qualitäten ähnliche Zündgrenzen auf, siehe z.B. [78].

Auch wenn sich die Zündgrenzen mit steigender Temperatur zu weiteren Mischungsbereichen hin verschieben [44], stellen die hohen Luftverhältnisse der extrem mager betriebenen Motoren eine Herausforderung für das Zündsystem dar. Neben der Entflammung des Gemisches sind vor allem ein schneller Durchbrand sowie eine möglichst vollkommene Verbrennung von Bedeutung, um die entsprechenden Teilverluste gering zu halten, wie bereits die Ausführungen in Kapitel 2.2.3.1 erkennen lassen.

Den Anforderungen wird eine gasgespülte Vorkammer bis in sehr hohe Lambda-bereiche gerecht. Abbildung 12 zeigt schematisch eine typische Anordnung ihrer Komponenten im Motor. Durch die Spülung der Vorkammer mit Brenngas wird eine Ladungsschichtung erzeugt, sodass an der Zündkerze zum Zündzeitpunkt ein gut zündbares Gemisch zur Verfügung steht, obwohl im Zylinder global gesehen sehr magere Verhältnisse herrschen, vgl. etwa [47] [50].

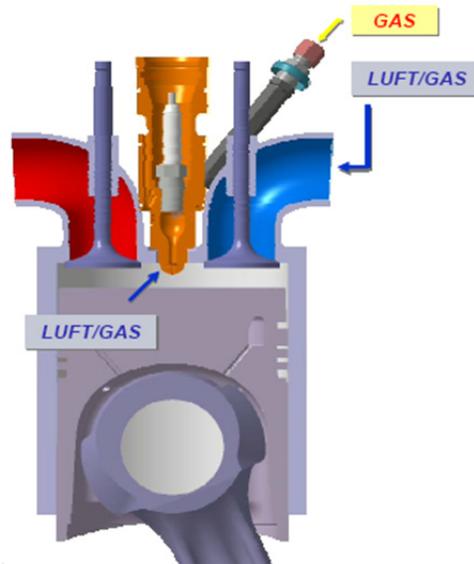
Die zeitliche Abstimmung der Kraftstoffeinbringung muss bei anderen Motorkonzepten mit Ladungsschichtung, wie z.B. bei Ottomotoren mit strahlgeführtem Brennverfahren, oftmals hohen Ansprüchen genügen, siehe etwa [88]. Durch die räumliche Begrenzung der Schichtung beim Vorkammernmotor ist die Wahl des Zeitfensters für die Spülung der Vorkammer im Allgemeinen weniger kritisch.

Üblicherweise wird das Vorkammerngas über ein druckgesteuertes Gasventil eingebracht, was eine Spülung in der Ladungswechselphase bedingt, Details siehe Kapitel 3.2.1. Abhängig von Kammergeometrie und Spülmenge kann es somit zur

---

<sup>1</sup> „Grenzkonzentrationen von brennbaren Gasen und Dämpfen in Luft oder Sauerstoff, zwischen denen sich eine selbstständige Verbrennung fortpflanzen kann.“ [28]

Überspülung von Vorkammergas in den Hauptbrennraum kommen, vgl. z.B. [50]. Alternativ kann ein elektrisch angesteuerter Gasinjektor eingesetzt werden, was im Falle einer Hochdruckerdgasversorgung auch eine Gaseinblasung im Verdichtungsstakt ermöglicht, siehe etwa [10] [65].



**Abbildung 12:** Prinzipdarstellung eines Motors mit gasgespülter Vorkammer [71]

Während der Verdichtung strömt mageres Gemisch aus dem Hauptbrennraum in die Vorkammer und vermischt sich dort mit dem zusätzlich zugeführten Gas sowie dem verbliebenen Restgas. Bis zum Zündzeitpunkt soll sich so in der Vorkammer typischerweise ein ungefähr stöchiometrisches Gemisch einstellen, um durch eine intensive Energieumsetzung eine möglichst gute Entflammung der Magermischung im Hauptbrennraum zu gewährleisten, siehe z.B. [47] [70]. Eine Abstimmung der Vorkammer auf  $\lambda \approx 1$  wird gewöhnlich auch bei 2-Takt Großgasmotoren angestrebt, siehe etwa [60].

Bei Motoren mit Vorkammerzündung ist allgemein davon auszugehen, dass sich die aus der Vorkammer austretenden den Hauptbrennraum entfachenden Flammenfackeln aus unverbrannten, brennenden sowie bereits umgesetzten Gasanteilen zusammensetzen, vgl. [42] [59]. Nach Uyehara [79] haben die Fackeln neben der Zündfunktion noch den positiven Effekt, dass sie hochreaktive Spezies transportieren, die vermischt mit der Ladung im Hauptbrennraum zu einer Verbesserung der Verbrennung beitragen.

Ein weiterer Vorteil der Vorkammerzündung bei Magerverbrennung im Vergleich zum ungeteilten Brennraum ist nach Untersuchungen von Konishi et al. [49] an einem Vergasermotor mit kleinem Hubraum ( $482 \text{ cm}^3/\text{Zylinder}$ ), dass die durch den Ausströmvorgang verursachte Ladungsbewegung in der verbrannten Zone zu einer Absenkung des Temperaturgradienten und damit zu einer Verringerung der Stickoxidemissionen führt. Der Einfluss des Temperaturgradienten in der verbrannten Zone auf die NO-Bildung in Abhängigkeit vom Luftverhältnis wurde bereits zuvor von Blumberg und Kummer [4] untersucht. Ihr Vergleich eines Simulationsmodells, das die Temperaturgradienten in der verbrannten Zone berücksichtigt, mit einem Modell, das

von einer vollkommenen Durchmischung der Zone ausgeht, lässt erkennen, dass eine solche Durchmischung nur im Falle einer mageren Verbrennung die NO-Bildung senkt und ansonsten zu einem Anstieg der Emissionen führt. Die Berücksichtigung der Temperaturinhomogenität in der verbrannten Zone bei der Simulation der NO-Bildung im Verbrennungsmotor geht auf Lavoie et al. zurück, siehe [52].

Die Ergebnisse von Konishi et al. [49] zeigen auf Basis eines Vergleiches zwischen ungespülter und gespülter Vorkammer außerdem, dass sich der Restgasgehalt in der Kammer zwar lokal auf die NO<sub>x</sub>-Konzentration auswirkt, im Endeffekt aber kein Einfluss auf die NO<sub>x</sub>-Emissionen im Abgas festzustellen ist. Diesbezüglich ist anzumerken, dass bei einem sehr niedrigen Gesamt-NO<sub>x</sub>-Niveau aufgrund der dann großen Bedeutung der Stickoxidemissionen aus der Vorkammer, siehe Kapitel 2.3.2.1 und 5.1, relevante Einflüsse jedoch denkbar sind.

Die Geometrie der Vorkammer hat einen entscheidenden Einfluss auf den gesamten Arbeitsprozess. Neben Form und Volumen des eigentlichen Brennraumes spielt besonders die Gestaltung der Überströmkanäle, wie z.B. deren Anzahl, Durchmesser oder Ausrichtung, eine bedeutende Rolle für Verbrennungsablauf und Schadstoffbildung. In diesem Zusammenhang sei beispielsweise auf eine Veröffentlichung von Roethlisberger und Favrat [67] verwiesen, die Geometrievariationen an der ungespülten Vorkammer eines Gasmotors untersuchten. Gerade was den Einfluss der Überströmgeometrie betrifft, ist davon auszugehen, dass für eine gespülte Vorkammer ähnliche Zusammenhänge gelten. Hinsichtlich Volumen und Form der Kammer muss der Einfluss der Spülung in jedem Fall beachtet werden. Geometrische Aspekte im Hinblick auf die Interaktion zwischen gasgespülter Vorkammer und Hauptbrennraum werden in Kapitel 4.3 im Detail bewertet.

### **2.3.2 Aktuelle Problemstellungen beim gasgespülten Vorkammerkonzept**

Ein Motor mit gasgespülter Vorkammer weist neben den bereits angeführten Vorzügen auch offensichtliche Nachteile verglichen mit anderen Verbrennungskonzepten auf. Zu erwähnen sind z.B. die erhöhte Systemkomplexität und die damit verbundenen höheren Herstellungskosten im Vergleich zu einer direktgezündeten Variante. Nachfolgend werden weniger augenscheinliche Problemstellungen des gasgespülten Konzeptes aufgezeigt. Jedoch stellen diese, bedingt durch die hohen Anforderungen an moderne Großgasmotoren wie beispielsweise sehr niedrige Abgasemissionen und hohe spezifische Leistungen, wesentliche Herausforderungen für die Motorenentwicklung dar.

#### **2.3.2.1 NO<sub>x</sub>-Emissionen aus der Vorkammer**

Wie im letzten Kapitel beschrieben, werden Vorkammern von Großgasmotoren üblicherweise im Bereich stöchiometrischer Luftverhältnisse betrieben, wodurch sich in der Kammer günstige Bedingungen für die Stickoxidbildung einstellen, vgl. Abbildung 4 und Kapitel 5.1.1. Bereits von Hires et al. im Jahr 1976 veröffentlichte Ergebnisse [42] zeigen diesbezüglich einen wichtigen Zusammenhang im Hinblick auf die gesamten NO-Emissionen. Ihre Untersuchungen basieren auf einem mit Isooktan gefeuerten Vorkammermotor, dessen Vorkammer ein Volumen von 8.9 % des

Kompressionsvolumens beansprucht. Während der Anteil der NO-Emissionen aus der Vorkammer im üblichen Betriebsbereich des Motors gering ist, nimmt er bei Abmagerung des Motors stark zu, sodass er ab einem Gesamtluftverhältnis von  $\lambda \approx 1.4$  mehr als der Hauptbrennraum zu den Gesamtemissionen beiträgt.

Wie sich die NO<sub>x</sub>-Emissionen eines Großgasmotors mit gasgespülter Vorkammer auf die beiden Brennräume aufteilen, verdeutlicht eine aktuellere Veröffentlichung von Gingrich et al. [33]. Bei dem untersuchten Motor sind bei Nennlast und -drehzahl abhängig vom Luftverhältnis in der Vorkammer bis zu 18 % der Stickoxidemissionen der Vorkammer zuzuordnen. Dieser Anteil erhöht sich an der Magergrenze des Motors auf bis zu 80 %, obwohl die Vorkammer nur ca. 1.6 % des Kompressionsvolumens beansprucht.

Der an den beiden Beispielen exemplarisch aufgezeigte Trend zunehmender NO<sub>x</sub>-Emissionsanteile aus der Vorkammer bei Abmagerung eines Motors mit brennstoffangereicherter Vorkammer ist insbesondere problematisch, wenn niedrige Stickoxidgrenzwerte rein innermotorisch eingehalten werden sollen. Notwendige Maßnahmen wie z.B. eine überproportionale Erhöhung des Luftverhältnisses im Hauptbrennraum, vgl. [3], oder eine Verkleinerung einer bereits geometrisch optimierten Vorkammer, vgl. [50], wirken sich negativ auf den gesamten Verbrennungsvorgang aus. Eine detaillierte Analyse der durch die Stickoxidemissionen aus der Vorkammer verursachten Einflüsse auf den Motorprozess sowie eine Bewertung einer Methode zur Quantifizierung der Emissionen finden sich in Kapitel 5.1.

### 2.3.2.2 Partikelemissionen aus der Vorkammer

Magergasmotoren sind hinsichtlich Partikelemissionen als äußerst saubere Kraftmaschinen anzusehen. Die Emissionen sind so niedrig, dass etwa Zacharias [89] angibt, dass bei der gasmotorischen Magerverbrennung kein Ruß entsteht. Beim System der gasgespülten Vorkammer ergibt sich im Vergleich zu den anderen in Kapitel 2.1.1 beschriebenen fremdgezündeten Motorkonzepten dennoch ein prinzipbedingter Nachteil. Durch die Spülung mit Gas können im Bereich der Gaszufuhr mangels Homogenisierung im Verdichtungstakt je nach konstruktiver Ausführung mehr oder weniger große fette Zonen verbleiben, was während der Verbrennung zur Bildung von geringen Mengen an Kohlenstoffpartikeln führen kann.

Laiminger [50] beschreibt für einen Motor, dessen Vorkammer über einen durch Schlitze verbundenen Ringraum gespült wird, dass sich zum Zündzeitpunkt fettes Gemisch in diesem Raum befindet, wobei das Luftverhältnis bis hin zum Gasventil auf  $\lambda = 0$  sinkt. Das hat Rußbildung zur Folge. Untersuchungen von Kogler et al. [47] an einem ringgespülten Vorkammersystem zeigen, dass die gebildeten Partikel in den Hauptbrennraum und im weiteren ins Abgas gelangen können, wobei in ihrem Fall die Partikelbildung durch eine Modifikation der Vorkammerngaszufuhr vermieden werden kann. Die Bildung von Ruß in einem einfachen Gaszufuhrsystem ohne Ringraum ist beispielsweise in [65] angeführt.

Auch wenn die Partikel im Abgas bei gasgespülten Vorkammerngasmotoren hinsichtlich Emissionsgesetzgebung üblicherweise nicht von Bedeutung sind, können sie bei längerem Betrieb der Verbrennungskraftmaschine zur Verschmutzung von im Abgasstrang befindlichen Abgaswärmetauschern führen und deren Wirkungsgrad und

damit den Wirkungsgrad der Gesamtanlage verschlechtern, siehe [71]. Aus diesem Grund muss in der Motorenentwicklung selbst bei bereits sehr niedrigem Partikelaustrag eines Motors eine weitestmögliche Minimierung angestrebt werden. In Kapitel 5.2 wird ein gasgespültes Vorkammerkonzept vorgestellt, das die Anforderung an niedrigste Partikelemissionen erfüllt.

### 2.3.2.3 Verschleiß

Als wichtiger Punkt ist beim gasgespülten Brennverfahren noch das Thema Verschleiß zu nennen. Die stetig zunehmenden Mitteldrücke der Großgasmotoren wirken sich diesbezüglich nicht nur auf die Vorkammer selbst, sondern auch auf die Komponenten Vorkammerngasventil und Zündkerze negativ aus. Besonders letztere kann für Hochleistungsbrennverfahren zu einem limitierenden Faktor werden, wie Analysen von Herdin et al. [39] belegen. Ihre Ergebnisse zeigen, dass neben einer Abmagerung des Gemisches vor allem eine Mitteldrucksteigerung den Zündspannungsbedarf erhöht, was ausgehend von einem bereits hohen Mitteldruckniveau zu einer massiven Verkürzung der Zündkerzenlebensdauer führt. Trotz der Problematik halten nach Trapp et al. [77] die meisten Motorenhersteller an den bewährten Funkenzündsystemen, wie etwa der Hochspannungskondensatorzündung, fest. Jedoch stehen auch alternative Zündsysteme, die zurzeit noch nicht serienreif sind (z.B. Laserzündung), im Fokus der Forschung, siehe [39] [77].

Um den Zündkerzenverschleiß so niedrig wie möglich zu halten, müssen bei der Entwicklung von Vorkammerbrennverfahren Maßnahmen gesetzt werden, die die thermische Belastung der Kerze unter den gegebenen Randbedingungen minimieren. Für eine Bewertung verschiedener Möglichkeiten sei beispielsweise auf Untersuchungen von Thielemann et al. [76] verwiesen. Gegebenenfalls ist ein Kompromiss zwischen Zündkerzenlebensdauer und anderen Optimierungsparametern zu finden.

### 3 Methodik, Prüfstandsausstattung und Arbeitsprozessbewertung

#### 3.1 Methodik

Die im Zuge der Dissertation angewandte Methodik orientiert sich an der Entwicklungsmethodik LDM (*LEC Development Methodology*), die am LEC zur Entwicklung und Optimierung von Motorkonzepten abgeleitet wurde, siehe etwa [73] [85] [86]. In diesem Kapitel wird ein kurzer Überblick über die LDM gegeben. Auf dieser Basis werden die im Rahmen der Dissertation maßgeblichen Aspekte charakterisiert.

##### 3.1.1 LEC Development Methodology - LDM

Die nachfolgende Beschreibung der LDM basiert auf den entsprechenden Ausführungen in [73] und [86]. Das Schema in Abbildung 13 zeigt die grundsätzliche Vorgehensweise im Entwicklungsprozess unter Anwendung der LDM. Sie stützt sich auf drei Teilbereiche, die in enger Wechselwirkung miteinander stehen.

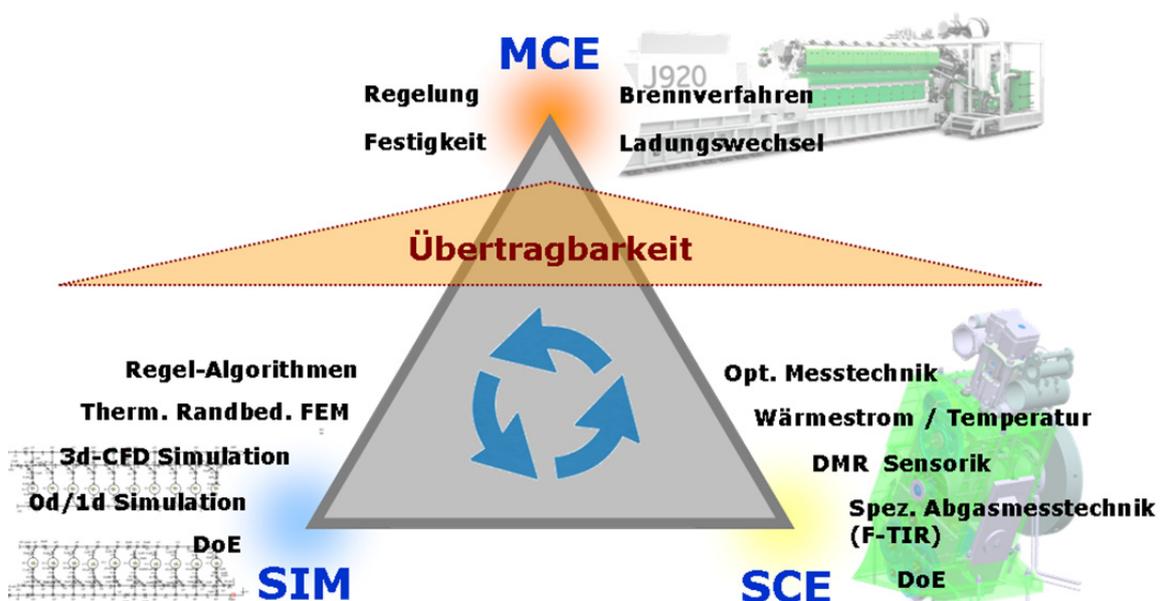


Abbildung 13: LEC-Entwicklungsmethodik (LDM) [86]

Bei den Simulationswerkzeugen spielen besonders die nulldimensionale Motorprozessrechnung sowie die 1D und 3D-CFD Simulation eine bedeutende Rolle. Die ersten beiden dienen neben der Vorauslegung wichtiger Motorgrößen auch der Analyse von Messergebnissen und zeichnen sich durch vergleichsweise kurze Rechenzeiten aus. Letztere wird vorwiegend zur Detailanalyse bzw. -optimierung wesentlicher Vorgänge in Vorkammer und Hauptbrennraum herangezogen. Bedingt durch lange Rechenzeiten ist die Anzahl der Variationsmöglichkeiten eingeschränkt.

Bereits in einer frühen Phase des Entwicklungsprozesses werden experimentelle Untersuchungen am Einzylinder-Forschungsmotor (SCE – Single Cylinder Engine) durchgeführt. Mittels Standardmesstechnik (z.B. Zylinderdruckindizierung) und bei

Bedarf ausgewählter Spezialmesstechnik (z.B. optische Methoden zur Klopfortbestimmung oder spezielle Abgasmesstechnik wie Fourier Transformations Infrarotspektroskopie) erfolgt die Analyse von konstruktiven Änderungen oder einer geänderten Prozessführung im Vergleich zur Basisvariante. Die Ergebnisse der Prüfstandsversuche fließen wiederum als verbesserte Randbedingungen in die Simulation ein, sodass die vorläufige Bestvariante im Allgemeinen durch wiederholte Optimierungsschritte bei wechselseitiger Bewertung mittels Simulation und Experiment gefunden wird.

Schließlich muss die vielversprechendste Variante noch am Vollmotor (MCE – Multi Cylinder Engine) vermessen werden. Neben der Validierung der SCE-Ergebnisse stehen Eigenschaften wie Einfluss auf Lebensdauer bzw. Standzeit, Regelbarkeit oder der Ladungswechsel im Vordergrund. Dabei ist die grundsätzliche Übertragbarkeit der Ergebnisse vom Einzylinder-Forschungsmotor auf den Vollmotor von Bedeutung. Daher ist der SCE so aufgebaut, dass neben einer identischen Brennraumkonfiguration auch gleiche thermische Randbedingungen und derselbe Zustand des Arbeitsgases im Zylinder zu Beginn der Hochdruckphase gewährleistet werden können.

Werden die Anforderungen am Vollmotor nicht erfüllt, erfolgt gegebenenfalls eine weitere Optimierungsschleife über Simulation und SCE hin zur erneuten Validierung am MCE. Nach Erfüllung aller notwendigen Kriterien am Vollmotor kann die Einführung der Neuentwicklung im Serienmotor erfolgen.

### 3.1.2 Anwendung der LDM im Rahmen der Dissertation

Die der Dissertation zugrunde liegenden Forschungstätigkeiten stellen zum einen Grundlagenuntersuchungen zum besseren Verständnis von Vorgängen in Großgasmotoren mit gasgespülter Vorkammer dar (siehe Kapitel 4), zum anderen handelt es sich um Untersuchungen zu konkreten Problemstellungen bis hin zur Vorstellung von fertigen Problemlösungskonzepten (siehe Kapitel 5). Dabei beruhen die Arbeiten nach LDM auf den Bereichen Einzylinder-Forschungsmotor und Simulation, wobei eine weitgehende Übertragbarkeit der Ergebnisse auf einen hier nicht näher beschriebenen Vollmotor gegeben ist.

Die experimentellen Untersuchungen am SCE umfassten den gesamten Ablauf von der Planung über die Vorbereitung und Durchführung bis hin zur Auswertung der Messungen. Eine kurze Beschreibung von Forschungsmotor, Prüfstands Aufbau und Messtechnik erfolgt im nächsten Kapitel. Neben Standardauswertemethoden (z.B. mittels Software *AVL CONCERTO™*) wurde die nulldimensionale Motorprozessrechnung intensiv zur Analyse von Messergebnissen aber auch zu Simulationszwecken eingesetzt. Als 0D Analyse- bzw. Simulationsprogramm diente die am LEC entwickelte Software *CORA (Combustion Optimization Research and Analysis)*. Die Konstruktionen und zum Teil Modifikationen bestehender CAD-Modelle zur Umsetzung der technischen Lösungen wurden mit dem 3D-CAD Programm *CATIA®* der Fa. *Dassault Systèmes* durchgeführt.

Zur Vorabschätzung von Potentialen von erarbeiteten Lösungsansätzen sowie zur Detailanalyse von Messergebnissen wurden mitunter Ergebnisse der 1D und 3D-CFD Simulation herangezogen, die auf Berechnungen von Dimitrov [19], Vidovic [81] und Winter [87] basieren. Dabei erfolgte die Durchführung ihrer Simulationen gewöhnlich in enger Kooperation mit der Forschungstätigkeit im Rahmen der Dissertation. So

wurden ihnen etwa Brennraumgeometrien von Neuentwicklungen sowie Randbedingungen aus den Prüfstandsversuchen im Allgemeinen zur Verfügung gestellt. Als Software kamen das 3D-CFD Programm *AVL FIRE*<sup>®</sup> der Fa. *AVL List GmbH* und das 1D Simulationsprogramm *GT-POWER* der Fa. *GTI* zum Einsatz.

## 3.2 Prüfstandsausstattung

Am LEC stehen mehrere Prüfstände zur Verfügung, die mit Einzylinder-Forschungsmotoren zur experimentellen Untersuchung von Großgas- und Großdieselmotorkonzepten ausgestattet sind. Die der Arbeit zugrunde liegenden Messungen wurden auf zwei dieser Prüfstände durchgeführt, wobei es sich bei den darauf aufgebauten Forschungsmotoren jeweils um denselben Motorgrundtyp handelte. Beide Prüfstände weisen zudem dieselben allgemeinen Funktionalitäten auf. Nachfolgende Beschreibung beschränkt sich daher auf jenen, auf dem die Versuche zu den Ergebnissen aus Kapitel 5 erfolgten. Für eine grundsätzliche Charakterisierung des anderen Prüfstandes sei z.B. auf [65] verwiesen.

### 3.2.1 Forschungsmotor und Infrastruktur

In Abbildung 14 ist das Kernstück des Prüfstandes dargestellt. Auf der linken Seite kann man den Forschungsmotor mit Zylinderkopf und Auspuffanlage erkennen. Unter der nach rechts verlaufenden Verkleidung ist die Kurbelwelle über eine Schwungmasse, eine Kupplung und einen Drehmomentmessflansch mit der Leistungsbremse verbunden. Bei letzterer handelt es sich um eine Asynchronmaschine. Drehzahl-geregelt simuliert sie bei gefeuertem Betrieb des Forschungsmotors eine reale Motorlast und speist die gewonnene elektrische Energie ins Netz zurück. Neben der Nutzung als Generator fungiert die Leistungsbremse auch als Kraftmaschine, um den Motor beim Startvorgang auf Nenndrehzahl zu schleppen.



**Abbildung 14:** Einzylinder-Forschungsmotor

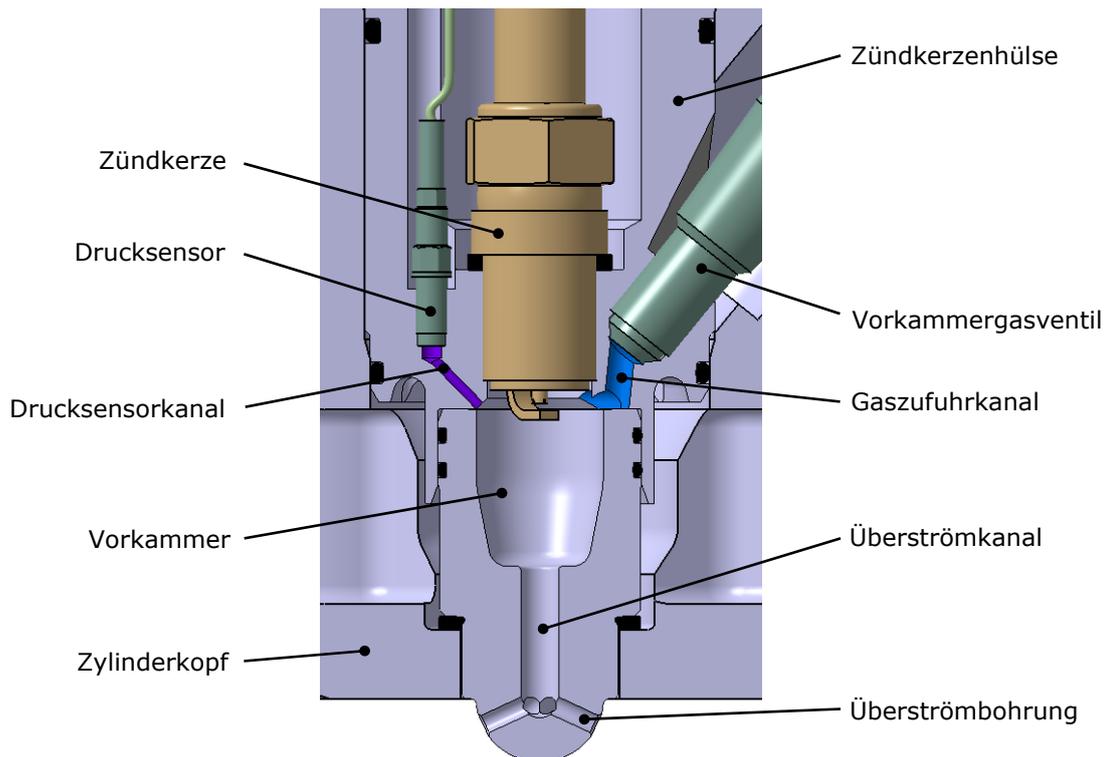
Die wesentlichen Kenndaten des Forschungsmotors sind in Tabelle 2 aufgelistet. Für die der Arbeit zugrunde liegenden experimentellen Untersuchungen wurde ausschließlich Erdgas als Brenngas herangezogen. Die Zusammensetzung des Gases in Massenanteilen ergibt sich aus etwa 94 % Methan ( $\text{CH}_4$ ) sowie nennenswerten Mengen an Ethan ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ), Propan ( $\text{C}_3\text{H}_8$ ) und Stickstoff ( $\text{N}_2$ ). Alle Messungen wurden bei der angegebenen Nenndrehzahl durchgeführt.

<b>Forschungsmotor – Technische Spezifikationen</b>	
Arbeitsprinzip	4-Takt Ottomotor
Anzahl der Zylinder	1
Nenndrehzahl [ $\text{min}^{-1}$ ]	1500
Hubvolumen [ $\text{dm}^3$ ]	6.24
Verdichtungsverhältnis	variabel
Anzahl der Einlass-/Auslassventile	2/2
Gemischbildung	äußere Gemischbildung
Füllungsart	aufgeladen
Kraftstoffe	Erdgas, Gasgemische mit bis zu 6 Komponenten
Massenausgleich	1. und 2. Ordnung

**Tabelle 2:** Allgemeine technische Spezifikationen des Forschungsmotors

Zur Entzündung der üblicherweise mageren Kraftstoff-Luft-Gemische ist der Motor standardmäßig mit einem gasgespülten Vorkammersystem ausgestattet. Dieses ist sehr flexibel gestaltbar, sodass verschiedenste Vorkammern untersucht werden können. Auch eine Spülung der Kammer mit Gasgemischen ist möglich. Alternativ kann der Motor mit einer ungespülten Vorkammer oder als Direktzündler betrieben werden, siehe auch Kapitel 2.1.1.

In Abbildung 15 ist eine prinzipielle Schnittdarstellung des untersuchten gasgespülten Vorkammersystems mit der in dieser Arbeit verwendeten Terminologie für die einzelnen Komponenten bzw. Bereiche dargestellt. Es ist darauf hinzuweisen, dass die Anordnung der Elemente den tatsächlichen Gegebenheiten entspricht, jedoch ist deren Geometrie, insbesondere jene der Vorkammer, als rein symbolisch zu betrachten. Zündkerzenhülse und Vorkammer sind im Zylinderkopf coaxial zur Zylinderbuchse angeordnet, sodass die beim Zündvorgang aus den Überströmbohrungen austretenden Flammenfackeln den Brennraum symmetrisch erfassen.



**Abbildung 15:** Prinzipdarstellung des untersuchten Vorkammersystems

Das Vorkammergas wird über ein druckgesteuertes Gasventil in die Vorkammer eingebracht. Unterschreitet der Kammerdruck den Versorgungsdruck in der Vorkammergasleitung um ein geringes  $\Delta p$ , dann öffnet das Rückschlagventil. Folglich bedingt das eine Spülung der Vorkammer in der Ladungswechsel- bzw. frühen Verdichtungsphase. Die dabei zugeführte Gasmenge wird durch Variation des Leitungsdrucks geregelt. Sie wird im Weiteren energetisch, als prozentueller Anteil der dem Motor gesamten zugeführten Brennstoffenergie, bezeichnet als Vorkammerenergie  $E_{VK}$ , angegeben. Bezüglich der grundsätzlichen Funktionsweise einer gasgespülten Vorkammer siehe etwa auch [89].

Die Verdichtung der Ansaugluft erfolgt in einem System externer Kompressoren, welche mehrere Prüfstände mit Ladedrücken bis ca. 8.5 bar versorgen. Für den Forschungsmotor wird die Ladeluft schließlich auf die vorgegebenen Werte von Druck, Temperatur und Feuchte konditioniert. Ebenso wird das Brenngas extern komprimiert und jeweils für Hauptbrennraum und Vorkammer getrennt mittels zweier Gasregelstrecken auf den erforderlichen Druck reduziert. Die Mischung von Hauptbrennraumgas und verdichteter Ladeluft findet in einem Gasmischer in ausreichendem Abstand vor Motoreintritt statt, sodass das resultierende Gemisch im Zylinder als homogen angesehen werden kann. Um den Einfluss eines realen Turboladers zu simulieren, befindet sich im Auspuffsystem eine Klappe, mit der das geforderte Spülgefälle<sup>1</sup> einstellbar ist.

<sup>1</sup> Druckdifferenz zwischen Saugrohrdruck und Abgasdruck vor Turbolader.

Der Prüfstand verfügt über je eine vom Motorbetrieb unabhängige Kühlwasser- und Schmierölkonditionierung. Diese ermöglichen durch Regelung der Medientemperaturen auf entsprechende Vorgabewerte (z.B. Öltemperatur am Motoreintritt), vergleichbare Versuchsbedingungen herzustellen. Durch die Ausstattung mit eigenständigen Pumpen kann der Motor bereits vor dem Start vorgewärmt werden und es können die Lagerstellen mit Öldruck versorgt werden. Folglich ergeben sich Vorteile hinsichtlich Reibung und Verschleiß sowie eine Verkürzung der notwendigen Warmlaufphase bis die Messung eines stabilen Betriebspunktes möglich ist, siehe auch [71].

Schließlich seien noch zwei Ausdrücke im Zusammenhang mit den Untersuchungen am Forschungsmotor definiert. *Motorkonfiguration* umfasst in dieser Arbeit neben den am Motor aufgebauten Komponenten, wie z.B. Zylinderkopf, Kolben, Nockenwelle oder Vorkammerngasventil, auch allgemeine Bedingungen wie z.B. Ladeluft-, Öl- oder Kühlwassertemperatur. Für die einen Betriebspunkt beschreibenden Parameter, wie z.B. Zündzeitpunkt, NO<sub>x</sub>-Emissionen oder Mitteldruck, wird der Begriff *Randbedingungen* verwendet.

### 3.2.2 Messtechnik

Eine Vielzahl an Messgeräten und Sensoren liefern Messwerte, die zum einen der thermodynamischen Analyse des Verbrennungsprozesses dienen und zum anderen für die Überwachung, Steuerung und Regelung des Prüfstandbetriebes benötigt werden. An dieser Stelle soll nur eine kleine Auswahl grundlegender Messgrößen und -systeme angeführt werden.

Unter den kurbelwinkelaufgelösten Messgrößen ist neben der Erfassung von Saugrohr- und Auspuffdruck insbesondere die Messung des Brennraumdrucks zu erwähnen. Im Hauptbrennraum kommt ein wassergekühlter piezoelektrischer Drucksensor vom Typ QC34C der Fa. *AVL List GmbH* zum Einsatz. Zusätzlich wird der Vorkammerdruck indiziert<sup>1</sup>. Aufgrund der geringen Platzverhältnisse sind hier die ungekühlten Sensoren GH12D und GH14D des gleichen Herstellers in Verwendung.

Ebenfalls von der Fa. *AVL List GmbH* ist die Anlage zur Erfassung der kurbelwinkelaufgelösten Messdaten. Das Indiziersystem vom Typ *IndiSet Advanced GigaBit™* weist 16 Kanäle mit einer Abtastrate von je 800 kHz und einer Auflösung von 14 Bit auf. Als Indiziersoftware wird *AVL IndiCom™* eingesetzt. Wichtige Berechnungen wie z.B. die Ermittlung des Heizverlaufes, vgl. Kapitel 3.3.2, können damit bereits während des Versuchsbetriebes in Echtzeit durchgeführt werden. Bei Abspeicherung eines Messpunktes werden von allen erfassten Größen 60 Zyklen aufgezeichnet.

Als zentrale Bedienungs- und Überwachungseinheit des Prüfstandes sowie zur Erfassung der nicht kurbelwinkelaufgelösten Messdaten kommt das Softwarepaket TORNADO der Fa. *Kristl, Seibt & Co GmbH* zur Anwendung. Zu den wichtigsten Messgrößen gehören neben Drehzahl und Drehmoment der Kraftstoffverbrauch sowie die zugeführte Luftmasse. Um möglichst exakte Ergebnisse bei Erfassung der gasförmigen Medien zu erzielen, werden Coriolis Massendurchflussmessgeräte eingesetzt.

---

<sup>1</sup> Unter Indizieren versteht man allgemein die Messung kurbelwinkelgestützter Messgrößen. [84]

Bezüglich Emissionen erfolgt standardmäßig die kontinuierliche Messung wesentlicher Abgaskomponenten. Dabei werden die Anteile an CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> und Kohlenwasserstoffen mittels Analysatoren aus der *AO2000 Serie* der Fa. ABB und die Stickoxide mit dem Analysator *CLD 700 RE ht* der Fa. *ECO PHYSICS AG* ermittelt. Zur Bewertung der Emissionen an CO, HC und NO<sub>x</sub> werden im Rahmen der Arbeit die Massenkonzentrationen in mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup> bezogen auf 5 Vol.-% O<sub>2</sub> im Abgas herangezogen, siehe auch Kapitel 2.2.3.3.

Zu erwähnen ist im Hinblick auf Kapitel 5.2 noch das Messgerät zur Erfassung der Partikelemissionen. Hierbei handelt es sich um einen *AVL Micro Soot Sensor* der Fa. *AVL List GmbH*, der elementaren Kohlenstoff misst und schon die Detektierung von Konzentrationen im Bereich 0.01 mg/m<sup>3</sup> erlaubt, siehe [1]. Für die in der Arbeit durchgeführten Relativvergleiche erfolgt die Bewertung der Emissionen in mg/m<sup>3</sup>, wobei der Volumenbezug natürlich auf vergleichbaren Gaszuständen beruht.

### 3.3 Grundlagen und Festlegungen zur Bewertung des Arbeitsprozesses

Zum besseren Verständnis der Auswertungen und Analysen in den folgenden Kapiteln werden hier eine Auswahl wichtiger Grundlagen und Definitionen zur Bewertung des Arbeitsprozesses behandelt sowie darauf basierende Festlegungen im Rahmen der Dissertation angeführt. Für Definitionen weiterer allgemeiner Begriffe der Motortechnik, die in der Arbeit vorkommen, sei auf die entsprechende Fachliteratur verwiesen, siehe z.B. [20] [62].

#### 3.3.1 Druckverläufe in Hauptbrennraum und Vorkammer

Die Erfassung des Brennraumdrucks stellt eine wesentliche Voraussetzung für die Beurteilung des Verbrennungsvorganges dar. Einerseits können aus dem Druckverlauf unmittelbar Kenngrößen bestimmt werden, andererseits dient er als Eingangsgröße für weiterführende Berechnungen. Für detaillierte Informationen zur Druckindizierung siehe z.B. [84].

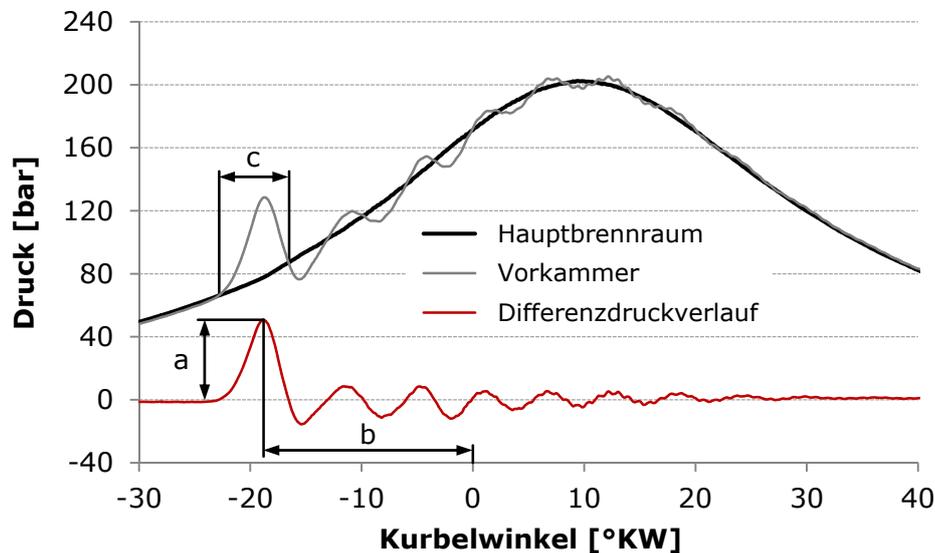
Bei den experimentellen Untersuchungen wurde neben dem Druck im Hauptbrennraum auch jener in der Vorkammer indiziert. Abbildung 16 zeigt anhand einer Messung am Forschungsmotor beispielhaft deren charakteristische Verläufe in einem Kurbelwinkelbereich um Zünd-OT<sup>1</sup>. Außerdem ist der Differenzdruckverlauf zwischen den beiden Brennräumen eingezeichnet.

Man kann erkennen, dass sich nach Zündung des Gemisches 25 °KW vor OT in der Vorkammer jene Drucküberhöhung einstellt, die bewirkt, dass Flammenfackeln über die Überströmbohrungen aus der Kammer austreten und den mageren Hauptbrennraum entfachen, vgl. Kapitel 2.1.1. Der den Impuls der Fackeln bestimmende Verlauf des Differenzdrucks beeinflusst den weiteren Verbrennungsvorgang in bedeutendem Maße, wie die Ausführungen in Kapitel 4 belegen. Für die dort durchgeführte Analyse des Entflammungsvorganges wurden Kriterien zur Bewertung der Drucküberhöhungen festgelegt, welche dem Diagramm zu entnehmen sind. Die maximale Druckdifferenz

---

<sup>1</sup> Oberer Totpunkt des Kolbens in der Hochdruckphase des Prozesses.

zwischen den Brennräumen (a) wird hier als maximaler Vorkammerdifferenzdruck mit der Einheit bar bezeichnet, vgl. etwa [65] [71], (b) stellt die Lage des Maximums relativ zum oberen Totpunkt in °KW dar. Ebenfalls in °KW wird die Dauer der Drucküberhöhung bzw. des Ausströmvorganges (c) angegeben.



**Abbildung 16:** Druckverläufe in Hauptbrennraum und Vorkammer

Im Anschluss an den Entflammungsvorgang ist eine Schwingung des Vorkammerdrucksignals um den Druckverlauf im Hauptbrennraum zu erkennen. Dabei kann besonders das vom ersten Unterschwinger induzierte Rückströmen von Gemisch aus dem Hauptbrennraum in die Vorkammer von Bedeutung sein, siehe Kapitel 5.1.5.2 und 5.2.5.5. Die Zusammensetzung der rückströmenden Masse hinsichtlich verbrannter und unverbrannter Gasbestandteile ist am untersuchten Motor nicht bekannt, jedoch ist durch die mageren Bedingungen im Hauptbrennraum jedenfalls mit einem gewissen Anteil an Sauerstoff zu rechnen. Der Rückströmeffekt bei Vorkammerngasmotoren ist z.B. auch in [45] und [59] beschrieben. Grundsatzuntersuchungen finden sich etwa in [74].

Der Einzylinder-Forschungsmotor ist hinsichtlich mechanischer Reibung nicht mit einem entsprechenden Vollmotor vergleichbar. Aus diesem Grund werden für die Auswertungen anstatt der effektiven Ergebnisgrößen die aus dem Zylinderdruckverlauf ermittelten indizierten Werte, d.h. indizierter Mitteldruck und indizierter Wirkungsgrad, herangezogen. Zur Bewertung der Verbrennungsstabilität wird der Variationskoeffizient des indizierten Mitteldrucks, vgl. etwa [41], berechnet. Den Analysen in der Arbeit liegen die über 60 Zyklen gemittelten Druckverläufe zu Grunde, vgl. Kapitel 3.2.2.

### 3.3.2 Brennverlauf und Heizverlauf

Aus dem gemessenen Druckverlauf im Brennraum kann in der nulldimensionalen Motorprozessrechnung der Brennverlauf aus Massen- und Energieerhaltungssatz sowie der thermischen Zustandsgleichung ermittelt werden, wenn zusätzlich die Ladungsmasse, deren Zusammensetzung und deren Temperatur zu einem bestimmten Zeit-

punkt, üblicherweise zu Einlassschluss, bekannt sind, siehe Pischinger et al. [62]. Die folgenden Definitionen von Brennverlauf und Umsetzrate basieren auf selbiger Quelle.

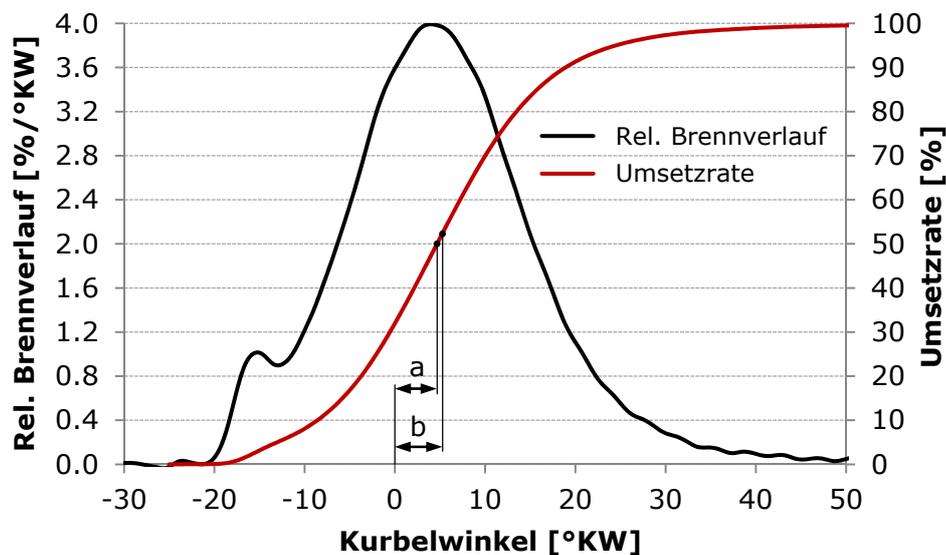
Der Brennverlauf stellt die kurbelwinkelbezogene Zufuhr der Brennstoffwärme  $Q_B$  in den Zylinder mit der Einheit  $J/°KW$  dar. Er ist der beim Verbrennungsvorgang umgesetzten Kraftstoffmasse  $m_{Bv}$  direkt proportional, siehe Gleichung (6).  $H_u$  bezeichnet dabei den Heizwert des Kraftstoffes in  $J/kg$ . Dividiert man den Brennverlauf durch die während eines Arbeitsspieles insgesamt umgesetzte Kraftstoffenergie, erhält man den relativen Brennverlauf mit der Einheit  $\%/°KW$ , welcher im Weiteren zur Darstellung der Energieumsetzung genutzt wird.

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = H_u \frac{dm_{Bv}}{d\varphi} \quad (6)$$

Die dimensionslose Umsetzrate  $x(\varphi)$  ist allgemein definiert als Verhältnis der bis zum Kurbelwinkel  $\varphi$  umgesetzten Brennstoffenergie  $Q_B(\varphi)$  zur gesamten zugeführten Brennstoffenergie. Hier wird  $Q_B(\varphi)$  jedoch gemäß Gleichung (7) auf die insgesamt tatsächlich umgesetzte Brennstoffenergie  $Q_{B,um}$  bezogen, vgl. [65].  $Q_{u,ges}$  ist der Energieinhalt des unverbrannten Kraftstoffes im Abgas,  $m_{B,ges}$  die gesamte zugeführte Kraftstoffmasse.

$$x(\varphi) = \frac{Q_B(\varphi)}{Q_{B,um}} = \frac{\int_{\varphi_{rB}}^{\varphi} dQ_B(\varphi)}{m_{B,ges} \cdot H_u - Q_{u,ges}} \quad (7)$$

In Abbildung 17 sind beispielhaft relativer Brennverlauf und Umsetzrate einer Messung am Forschungsmotor dargestellt. Lage, Form und Dauer des Brennverlaufes haben einen entscheidenden Einfluss auf den Verbrennungsprozess und wirken sich unmittelbar auf Größen wie Wirkungsgrad, Spitzendruck oder die Stickoxidbildung aus. Eine ausführliche Analyse der Wirkungsweisen ist z.B. in [62] zu finden. Sie werden für die weitere Arbeit grundsätzlich vorausgesetzt.



**Abbildung 17:** Brennverlauf und Umsetzrate

Im Speziellen soll noch auf die Lage der Verbrennung eingegangen werden. Zwei gängige Möglichkeiten zur Quantifizierung sind dazu im Diagramm eingezeichnet, vgl. [3]. Dabei bezeichnet (a) den 50%-Umsatzpunkt und (b) die Schwerpunktlage des gezeigten Brennverlaufes. Ersterer stellt den Kurbelwinkelabstand jenes Punktes zum OT dar, an dem 50 % der insgesamt umgesetzten Energie verbrannt sind, letztere den Abstand des Schwerpunktes der Brennverlaufsfläche zum OT. Wie am Beispiel ersichtlich ist, liegen beide Punkte wegen der relativ symmetrischen Brennverlaufsform beim Gasmotor mit gasgespülter Vorkammer nahe beieinander. Nach Untersuchungen von Beran [3] an einem vergleichbaren Motor trifft das übrigens auch bei den anderen in Kapitel 2.1.1 beschriebenen fremdgezündeten Verbrennungskonzepten zu.

Für die weiteren Auswertungen wird zur Beurteilung der Verbrennungslage im Falle einer Brennverlaufsanalyse der Schwerpunkt des Brennverlaufes angegeben, im Falle des Vergleiches nicht kurbelwinkel aufgelöster Messdaten wird auf den 50%-Umsatzpunkt des Heizverlaufes zurückgegriffen, dessen Berechnung bereits während des Prüfstandbetriebes in Echtzeit erfolgt. Der Heizverlauf  $dQ_H/d\varphi$  mit der Einheit  $J/^\circ\text{KW}$  ist nach [62] entsprechend Gleichung (8) definiert als jene Wärme, die dem System tatsächlich zugeführt wird und ergibt sich aus der Differenz von Brennverlauf und der über die Brennraumwände transportierten Wärme  $dQ_W/d\varphi$ .

$$\frac{dQ_H}{d\varphi} = \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} \quad (8)$$

In [3] ist ein Vergleich von Brennverläufen und Heizverläufen eines Gasmotors mit gasgespülter Vorkammer bei verschiedenen Lasten dargestellt, der zeigt, dass sich relevante Unterschiede mit fortschreitender Verbrennung erst im Bereich der höchsten Energieumsetzungsgeschwindigkeit einstellen. Als maximale Abweichung der 50%-Umsatzpunkte zwischen den Verläufen wird  $1 \text{ }^\circ\text{KW}$  angegeben.

Bei den im Zuge der Arbeit durchgeführten Messungen können zwischen den 50%-Umsatzpunkten von Heizverlauf, ermittelt am Prüfstand, und Brennverlauf, ermittelt in einer Motorprozessrechnung, auch etwas größere Unterschiede festgestellt werden. Das ist mitunter dadurch zu erklären, dass bei der thermodynamischen Analyse eines gemessenen Punktes mit dem Programm CORA sowohl eine Einpassung der gemessenen Druckkurve, vgl. Feßler [29], als auch eine subjektive Bestimmung des Verbrennungsendes<sup>1</sup> möglich ist. Somit können im Gegensatz zur Echtzeitberechnung des Heizverlaufes unvermeidbare Messfehler korrigiert werden, wodurch sich die größeren Abweichungen bei der Lagebestimmung ergeben. Nichtsdestotrotz liefert die Bestimmung der Verbrennungslage am Prüfstand für Relativvergleiche ausreichend gute Ergebnisse.

Wird der von der Motorprozessrechnung gelieferte 50%-Umsatzpunkt des Heizverlaufes mit dem 50%-Umsatzpunkt des Brennverlaufes verglichen, ist die Abweichung im Allgemeinen kaum größer als  $0.5 \text{ }^\circ\text{KW}$ .

---

<sup>1</sup> Für die Berechnung kann manuell ein Verbrennungsende erzwungen werden, damit ein nicht gegen null gehender Brennverlauf nach Abschluss der eigentlichen Verbrennung nicht zur Verfälschung von Werten wie z.B. Schwerpunktlage oder Energiebilanz führt. So ein Verhalten kann durch eine zyklische Temperaturdrift verursacht werden, siehe etwa [84].

Zu erwähnen ist noch, dass bei der Brennverlaufsrechnung mit CORA nur der Druckverlauf im Hauptbrennraum berücksichtigt wird. Beran zeigt in [3] eine Gegenüberstellung einer solchen Einkammerberechnung und einer Berechnung, die auch den Energieumsatz in der Vorkammer einbezieht, an einem vergleichbaren Motor mit gasgespülter Vorkammer. Es ist ersichtlich, dass sich leichte Unterschiede im Brennverlauf des Hauptbrennraumes ergeben, die allerdings im Wesentlichen auf die erste Phase der Verbrennung beschränkt sind.

Bei den Analysen in Kapitel 4 ist in jedem Fall zu bedenken, dass die während des Entflammungsvorganges von der Vorkammer in den Hauptbrennraum überströmende Masse einen Druckanstieg im Hauptbrennraum bewirkt, der in der Motorprozessrechnung als Energiefreisetzung interpretiert wird, vgl. [3]. Für umfassende Informationen zur Analyse von Kammermotoren siehe z.B. [62] [68].

### 3.3.3 Verlustanalyse

Eine praktikable Möglichkeit zur Bewertung von Motorbetriebspunkten stellt die Quantifizierung der Einzelverluste, die im Vergleich zu einem Idealprozess theoretisch vermeidbar wären, dar. Die in dieser Arbeit mittels CORA errechneten Verlustteilungen beruhen, wie auch die allgemeine Betrachtung der grundsätzlichen Wirkungsweisen bei Abmagerung des Motors in Kapitel 2.2.3.1, auf der von Pischinger et al. [62] vorgeschlagenen Vorgehensweise. Sie unterscheiden sich aber in den nachstehend beschriebenen Vereinfachungen.

In [62] wird der Wirkungsgradverlust eines realen Motors im Vergleich zum Ideal des vollkommenen Motors<sup>1</sup> in folgende Kategorien (= Wirkungsgraddifferenzen) unterteilt<sup>2</sup>:

Verlust bzw. Einfluss	Ursache	Zeichen
Einfluss des Ladungszustandes	reale Ladung	$\Delta\eta_{rL}$
Umsetzungsverlust	unvollkommene Verbrennung	$\Delta\eta_{uV}$
Verbrennungsverlust	realer Verbrennungsablauf	$\Delta\eta_{rV}$
Wandwärmeverlust	Wärmeübergang an die Brennraumwände	$\Delta\eta_{wW}$
Leckageverlust	Leckage	$\Delta\eta_{Leck}$
Überströmverlust	Überströmen zwischen Haupt- und Nebenbrennraum bei Kammermotoren	$\Delta\eta_{\ddot{u}}$
Ladungswechselperlust	realer Ladungswechsel	$\Delta\eta_{Lw}$

**Tabelle 3:** Verluste und Einflüsse am realen Motor [62]

<sup>1</sup> Die Definition des vollkommenen Motors in [62] ist an die entsprechende Definition in der DIN 1940, siehe [20], angelehnt.

<sup>2</sup> Dieser Aufteilung wird der indizierte Wirkungsgrad eines realen Motors zugrunde gelegt, d.h. die mechanischen Verluste sind nicht berücksichtigt. Da, wie bereits in Kapitel 3.3.1 erwähnt, die Reibungsarbeit des Einzylinder-Forschungsmotors für einen entsprechenden Vollmotor nicht repräsentativ ist, werden die Reibungsverluste auch im Weiteren nicht betrachtet.

Bei den hier durchgeführten Verlustanalysen<sup>1</sup> wird ein vollkommener Motor mit realer Ladung, dem eine vollständige isochore Verbrennung im oberen Totpunkt zugrunde liegt, als Idealprozess berechnet. Es erfolgt trotz Aufladung des Forschungsmotors keine Berücksichtigung einer idealen Ladungswechselschleife. Im Hochdruckteil des Prozesses wird auf die Ermittlung der Verluste durch Leckage und Überströmen verzichtet. Hinsichtlich Leckage liegt der Motor deutlich unter den in der Literatur angegebenen üblichen Werten von 0.5 - 1 % der Ansaugmenge, siehe [21]. Somit kann von einem sehr kleinen Wirkungsgradverlust durch Leckage ausgegangen werden. Nach Berechnungen von Schneßl et al. [70] für einen vergleichbaren Motor beträgt der Verlust durch Überströmen, der von Volumen und Geometrie der Vorkammer abhängt, weniger als 0.3 %-Punkte.

Vergleicht man den nach Abzug der Umsetzungs-, Verbrennungs- und Wandwärmeverluste vom Idealprozess errechneten Hochdruckwirkungsgrad mit dem indizierten Hochdruckwirkungsgrad, ergibt sich eine entsprechende Wirkungsgraddifferenz. Diese setzt sich aus den Verlusten durch Leckage und Überströmen sowie den unvermeidbaren Fehlern aus Messung und Modellannahmen zusammen und ist im Allgemeinen sehr klein. Um in der Arbeit eine übersichtliche Darstellung der Verlustteilungen zu ermöglichen, wird die Wirkungsgraddifferenz auf die einzelnen Verluste, inklusive Verlust durch realen Ladungswechsel, aufgeteilt. Als Ladungswechselperlust wird die Differenz von indiziertem Hochdruckwirkungsgrad und indiziertem Wirkungsgrad berechnet.

Zwischen dem Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit realer Ladung  $\eta_{vrL}$  und dem indizierten Wirkungsgrad  $\eta_i$  besteht gemäß den Festlegungen somit folgender Zusammenhang:

$$\eta_{vrL} = \eta_i + \Delta\eta_{LW} + \Delta\eta_{Ww} + \Delta\eta_{rV} + \Delta\eta_{uV} \quad (9)$$

---

<sup>1</sup> Es sei angemerkt, dass die hier vereinfachte Vorgehensweise bei den Verlustanalysen ähnlich den ausgeführten Beispielen in [62] ist.

## 4 Analysen zur Interaktion zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum

Die optimale Abstimmung des Systems Vorkammer - Hauptbrennraum ist im Hinblick auf Größen wie Wirkungsgrad und Emissionen von entscheidender Bedeutung. In der Literatur finden sich dazu einerseits Untersuchungen zur Ermittlung günstiger Vorkammerkonfigurationen für bestimmte Motoren, andererseits werden grundsätzliche Einflüsse verschiedener Aspekte, wie z.B. die Auswirkungen unterschiedlicher Überströmgeometrien auf den Motorprozess, bewertet, siehe etwa [13] [45] [47] [67] [74].

Der Schwerpunkt in diesem Kapitel liegt auf der Analyse des Entflammungsvorganges anhand der Druckverläufe in Vorkammer und Hauptbrennraum sowie der dazugehörigen Brennverläufe. Im Fokus steht dabei nicht die Optimierung eines bestehenden Systems, sondern vielmehr die allgemeine Fragestellung, in welchem Maße die Ausprägung des Differenzdruckverlaufes zwischen den Brennräumen die Energieumsetzung in verschiedenen Phasen des Verbrennungsvorganges beeinflusst. Untersucht wurden in diesem Zusammenhang auch wichtige geometrische Kriterien einer Vorkammer.

### 4.1 Allgemeine Informationen zur Durchführung der Untersuchungen

Für die Analysen wurde eine Vielzahl an Messdaten basierend auf unterschiedlichen Vorkammer- und Motorkonfigurationen ausgewertet. Um einen möglichst umfassenden Einblick zu gewinnen, wurde zum Teil auf bereits bestehende Daten aus der umfangreichen Datenbasis des LEC zurückgegriffen.

Nachfolgend wird eine Auswahl der Ergebnisse diskutiert, die die wesentlichen Wirkungsweisen während des Entflammungsvorganges in Abhängigkeit vom Differenzdruckverlauf erkennen lassen. Die verwendeten Kriterien zur Bewertung der Drucküberhöhung in der Vorkammer wurden bereits in Kapitel 3.3.1 angeführt. Es erfolgt keine explizite Berücksichtigung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen aus der Vorkammer. Wie in Kapitel 2.3.2.1 beschrieben, sind diese vor allem an der Magergrenze eines Motors von Bedeutung. Daher beschränken sich die durchgeführten Vergleiche auf ein Stickoxidniveau von  $500 \text{ mg/m}_n^3$ , wo der Einfluss der Vorkammer- $\text{NO}_x$  noch vergleichsweise gering ist, wie die Ergebnisse in Kapitel 5.1.3 belegen. Um eine gute Vergleichbarkeit der Vorgänge zu gewährleisten, werden die verschiedenen Vorkammerkonfigurationen bei gleichem Zündzeitpunkt oder Brennbeginn gegenübergestellt. Auf die Darstellungen von Wirkungsgraden wird daher bewusst verzichtet, da etwaige Nachteile einer schlechteren Variante mitunter durch eine Anpassung des Zündzeitpunktes ausgleichbar wären.

Den Messungen, die in einem Diagramm verglichen werden, liegt, wenn nicht anders angeführt, dieselbe Motorkonfiguration zu Grunde. Ebenso unterscheiden sich auch die Vorkammern nur in den angegebenen Parametern. Die geometrischen Vergleiche beschränken sich dabei auf Durchmesser und Anzahl der Überströmbohrungen. Beim wichtigen Einfluss des Kammervolumens ist eine Berücksichtigung der Vorkammer- $\text{NO}_x$  in jedem Fall erforderlich. Dieser Aspekt wird in Kapitel 5.1 ausführlich behandelt.

## 4.2 Die Bedeutung des maximalen Vorkammerdifferenzdrucks

Die Drucküberhöhung in der Vorkammer nach Entzündung des angereicherten Gemisches stellt die treibende Kraft für den Austritt der Flammenfackeln in den Hauptbrennraum dar. Somit könnte man sich von einer Erhöhung des maximalen Vorkammerdifferenzdrucks<sup>1</sup> bei gegebener Vorkammergeometrie grundsätzlich eine intensivere Anregung des mageren Gemisches im Hauptbrennraum und damit eine schnellere Verbrennung bei geringeren Umsetzungsverlusten erwarten, vgl. [67]. Inwieweit durch eine Steigerung des Differenzdrucks im Vergleich zu anderen Effekten tatsächlich signifikante Vorteile erzielbar sind, zeigen die Beispiele in diesem Kapitel.

### 4.2.1 Vergleich zweier Zündkonzepte

Interessante Informationen können aus der Gegenüberstellung von Messergebnissen eines gasgespülten Verbrennungskonzeptes und eines Konzeptes, bei dem die Zündung in der Kammer durch die Einspritzung einer kleinen Menge an Dieseldieselfkraftstoff erfolgt, gewonnen werden, vgl. Kapitel 2.1.1. Dem Vergleich in Abbildung 18 liegt eine Variation des Zündzeitpunktes bzw. des Einspritzbeginns bei nachstehenden Randbedingungen zu Grunde:

Indizierter Mitteldruck: 25 bar

NO<sub>x</sub>-Emissionen: 500 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup>

Vorkammerenergie<sup>2</sup>: ca. 1.1 %

Hinsichtlich Motorkonfiguration unterscheiden sich die Varianten in einer leicht abweichenden Kolbenform und einem um einen Punkt höheren Verdichtungsverhältnis beim gasgespülten Konzept. Die Vorkammergeometrien sind identisch.

Der Brennbeginn ist hier definiert als jene Kurbelwinkelposition, an der die Druckdifferenz zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum nach Zündung des Gemisches 5 % des Maximalwertes erreicht. Aus der Differenz von Brennbeginn und Zündzeitpunkt bzw. Einspritzbeginn errechnen sich die für die jeweiligen Messpunkte eingetragenen Zündverzüge.

Der Verlauf des maximalen Vorkammerdifferenzdrucks über dem Brennbeginn ist bei der gasgespülten Variante charakteristisch für das Verbrennungskonzept. Je später die Verbrennungseinleitung, desto höher ist bei gleicher eingebrachter Vorkammerespülmenge die Druckdifferenz, vgl. etwa [50]. Das hängt einerseits mit dem Zustand der Ladung in der Vorkammer zum Zündzeitpunkt zusammen, andererseits vergrößert sich bei späterer Zündung der Energieinhalt in der Kammer, da mehr Gemisch aus dem Hauptbrennraum einströmt. Bereits aus dieser Betrachtung ist klar ersichtlich, dass der maximale Vorkammerdifferenzdruck als Maß für die Entflammungsperformance einer Vorkammer höchstens bei konstantem Zündzeitpunkt vergleichbar ist.

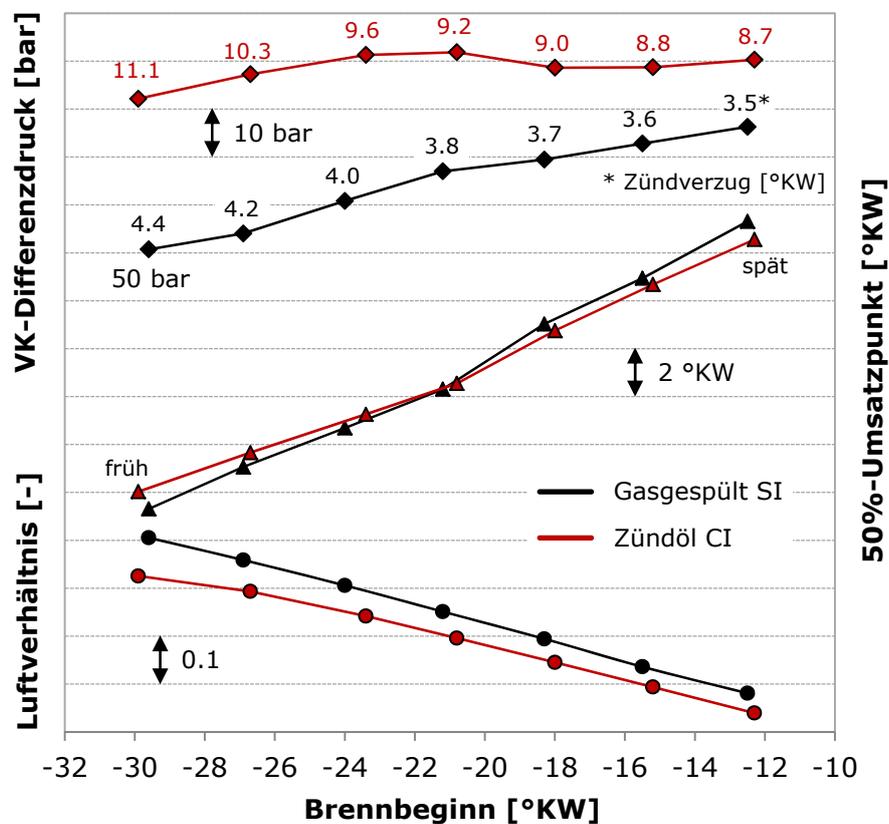
---

<sup>1</sup> Definiert in Kapitel 3.3.1.

<sup>2</sup> Bei der Variante Diesel-Gasmotor entspricht die Vorkammerenergie dem Energieinhalt des eingespritzten Zündöls an der gesamten zugeführten Energie.

Trotz ähnlichem Energieinhalt in der Kammer fällt der maximale Vorkammerdifferenzdruck bei der Variante mit Selbstzündung deutlich höher aus. Das ist auf die wesentlich schnellere Umsetzung des Kraftstoffes zurückzuführen. Im Verhältnis zum gasgespülten Konzept beträgt die Zeitspanne vom Brennbeginn bis zur Erreichung der maximalen Druckdifferenz gemittelt über alle Messpunkte knapp 40 %. Auffällig ist zudem der relativ flache Verlauf der Kurve über dem Brennbeginn. Als Ursache für die bereits sehr hohen Differenzdrücke bei früher Kraftstoffeinspritzung sind die längeren Zündverzüge in Erwägung zu ziehen.

Die Zündverzugszeit verlängert sich allgemein bei geringerer Gastemperatur und geringerem Druck und somit bei früherer Einspritzung, sodass zum Zündbeginn mehr aufbereiteter Kraftstoff vorliegt, siehe etwa [62] [68]. Das könnte die Effekte, die bei der gasgespülten Variante einen niedrigeren Differenzdruck bewirken, teilweise kompensieren.

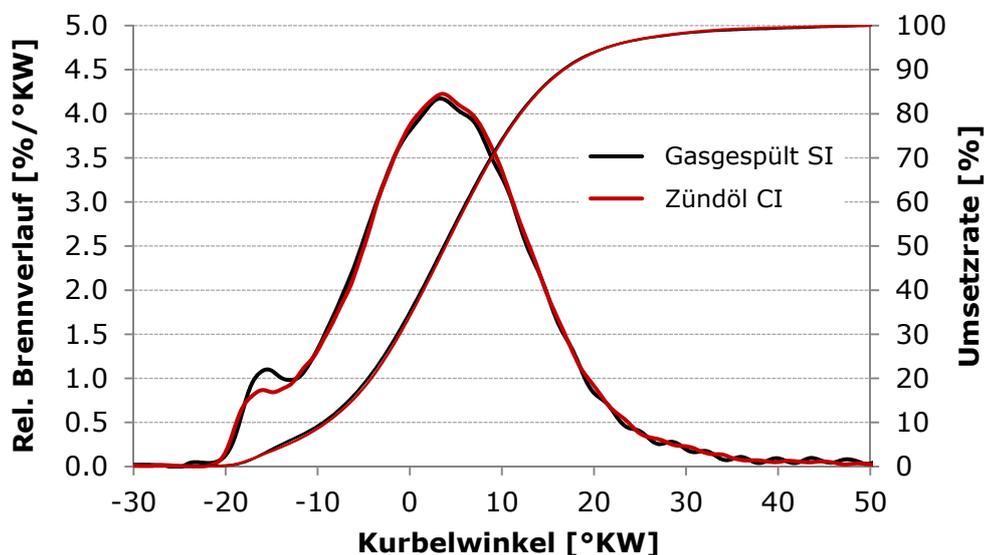


**Abbildung 18:** Beeinflussung der Verbrennung durch den maximalen Vorkammerdifferenzdruck in Abhängigkeit vom Brennbeginn

Stellvertretend für den jeweils erzielten Verbrennungsablauf sind im Diagramm die Verläufe der 50%-Umsatzpunkte und der Luftverhältnisse aufgetragen. Das etwas niedrigere Luftverhältnisniveau beim Diesel-Gas-Prozess ist durch das geringere Verdichtungsverhältnis bedingt. Es ist zu erkennen, dass trotz der stark unterschiedlichen Vorkammerdifferenzdrücke vergleichbare Verbrennungslagen erreicht werden. Ebenso weisen die Luftverhältnisse als Maß für die notwendige Abmagerung zur Einhaltung der NO<sub>x</sub>-Emissionen einen übereinstimmenden Trend auf.

Gerade im Bereich früher Brennbeginne, wo die Unterschiede zwischen den maximalen Differenzdrücken am größten sind, kann mit der gasgespülten Variante eine etwas schnellere Verbrennung erzielt werden. Erst bei späten Zündzeitpunkten fallen die 50%-Umsatzpunkte ein wenig zurück. Das könnte ein Hinweis darauf sein, dass die Höhe der Impulskraft der Flammenfackeln aufgrund der geringeren Ladungsdichte im Hauptbrennraum bei früher Zündung weniger Relevanz besitzt.

Für die beiden Messpunkte beim Brennbeginn von ca.  $-21^\circ\text{KW}$  sind in Abbildung 19 die relativen Brennverläufe dargestellt. Obwohl der maximale Vorkammerdifferenzdruck beim gasgespülten Konzept knapp 25 bar niedriger ausfällt, ergibt sich in der ersten Phase des Prozesses ein höherer Energieumsatz. Als Ursache kommt die um ca. 20 % längere Dauer der Drucküberhöhung in der Vorkammer<sup>1</sup>, welche durch die langsamere Verbrennung in der Kammer bedingt ist, in Frage. Die im Weiteren praktisch deckungsgleichen Brennverläufe lassen darauf schließen, dass etwaige Nachteile einer geringeren maximalen Impulskraft der Flammenfackeln durch eine längere Anregung des mageren Gemisches kompensiert werden können.



**Abbildung 19:** Einfluss der unterschiedlichen Vorkammerdifferenzdruckmaxima auf den Brennverlauf bei gleichem Brennbeginn

Dieser Vergleich zeigt somit, dass die reine Optimierung eines Vorkammerkonzeptes auf möglichst hohe Vorkammerdifferenzdrücke für eine Verbesserung der Entflammungsperformance und damit des Gesamtprozesses nicht notwendigerweise zielführend ist, da weitere Aspekte zu beachten sind. Auf die Bedeutung der Dauer des Ausströmvorganges wird in Kapitel 4.3 noch genauer eingegangen.

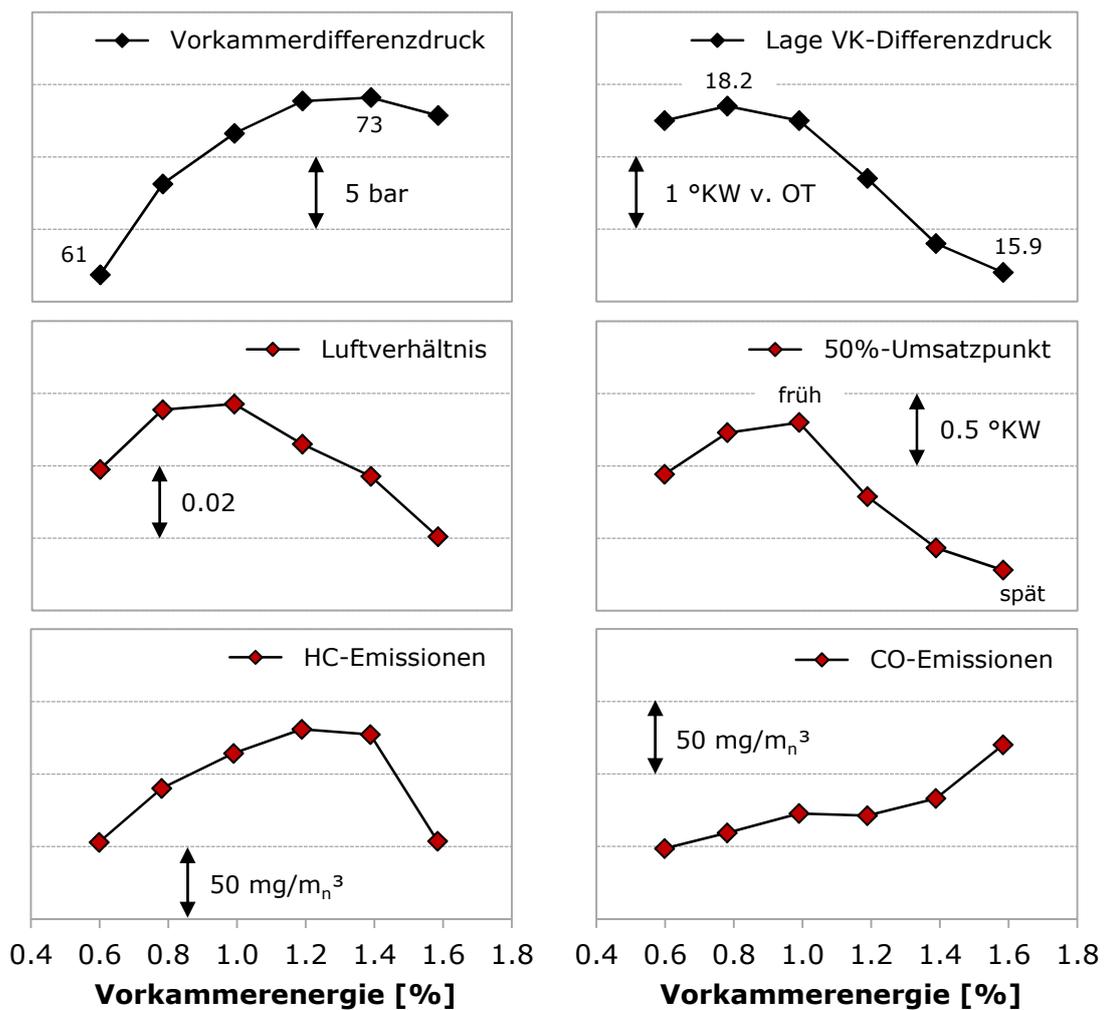
<sup>1</sup> Definiert in Kapitel 3.3.1.

### 4.2.2 Maximaler Vorkammerdifferenzdruck bei konstantem Zündzeitpunkt

Welche Wirkung eine Erhöhung des Vorkammerdifferenzdruckmaximums im Vergleich zu einer leichten Veränderung seiner Lage haben kann, veranschaulicht das nächste Beispiel. Die Ergebnisse in Abbildung 20 basieren auf der Vermessung einer Vorkammer bei einer Variation der Vorkammerenergie unter folgenden Randbedingungen:

- Indizierter Mitteldruck: 20 bar
- NO<sub>x</sub>-Emissionen: 500 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup>
- Zündzeitpunkt: 25 °KW vor OT

Mit zunehmender Vorkammerenergie steigt einerseits der maximale Vorkammerdifferenzdruck an, andererseits wandert die Lage des Maximums in Richtung spät. Letzteres ist auf eine länger werdende Zündverzugszeit zurückzuführen. Die Dauer der Drucküberhöhungen variiert dabei nur geringfügig. Neben einem gewissen Einfluss der späteren Lage ist für die Zunahme des Differenzdrucks vor allem der höhere Energieinhalt in der Kammer verantwortlich.



**Abbildung 20:** Bedeutung der Lage des maximalen Vorkammerdifferenzdrucks bei konstantem Zündzeitpunkt

Während bei den kleinen Spülmengen von einem mageren Gemisch in der Vorkammer zum Zündzeitpunkt auszugehen ist, weist das Kurvenmaximum im Bereich von  $E_{VK} = 1.4 \%$  auf eine etwa stöchiometrische Gaszusammensetzung hin, vgl. [65]. Aus der Kombination von hohem Differenzdruck und sehr reaktivem Gemisch ist eine optimale Anregung des Hauptbrennraumes durch die Flammenfackeln zu erwarten, vgl. [79].

Ein Vergleich der Ergebnisgrößen lässt jedoch erkennen, dass die erzielten 50%-Umsatzpunkte sowie der jeweilige Luftverhältnisbedarf mit dem Kurvenverlauf der Lage des maximalen Vorkammerdifferenzdrucks korrelieren, wohingegen keine Korrelation mit der Höhe der Druckdifferenz besteht. Trotz höherem Vorkammerdifferenzdruck resultiert hier also eine spätere Lage des Maximums in einer späteren Verbrennungslage, womit die Absenkung des Luftverhältnisses bedingt durch den Betrieb bei konstanten Stickoxidemissionen einhergeht.

Auffällig ist, dass die HC- und CO-Emissionen eine steigende Tendenz aufweisen. Obwohl das Luftverhältnis ab  $E_{VK} = 1 \%$  abnimmt, erhöht sich das Emissionsniveau. Damit entspricht das Verhalten dem allgemeinen Trend höherer Umsetzungsverluste bei späterer Verbrennungslage, der bei verschiedenen Messungen sowohl unter der Randbedingung konstanter  $\text{NO}_x$ -Emissionen als auch bei konstantem Luftverhältnis jeweils bei gleicher Vorkammerspülmenge bestätigt werden konnte.

Interessanterweise bewirkt die deutliche Erhöhung des maximalen Differenzdrucks mit der damit grundsätzlich assoziierbaren verbesserten Verbrennung im wandnahen Bereich keine Vorteile. Es ist allerdings nicht auszuschließen, dass die Vorkammer selbst einen Anteil zur Zunahme der Emissionen beiträgt, was den nicht ganz ins Bild passenden Anstieg des Schadstoffausstoßes bis  $E_{VK} = 1 \%$  erklären könnte. Der Abfall der Kohlenwasserstoffemissionen bei  $E_{VK} = 1.6 \%$  stellt möglicherweise einen Ausreißer dar.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass selbst die Nachteile einer nur geringfügig späteren Lage des maximalen Vorkammerdifferenzdrucks durch eine Zunahme der Druckdifferenz nicht notwendigerweise kompensierbar sind. Die bei dieser Messreihe gezeigten Wirkungsweisen sind jedoch nicht als allgemeingültig anzusehen. Das Beispiel wurde deshalb ausgewählt, um unter der Randbedingung einer nahezu konstanten Dauer der Drucküberhöhung zu zeigen, dass der Lage des Vorkammerdifferenzdruckmaximums für den Verbrennungsprozess eine wesentliche Bedeutung zukommt. Welche Effekte letztendlich überwiegen, hängt vom Ausmaß der Änderungen der jeweiligen Größen unter den gegebenen Randbedingungen ab. Wie auch im letzten Kapitel ist jedenfalls ersichtlich, dass der Fokus bei der Optimierung einer Vorkammer nicht ausschließlich auf der Höhe des Differenzdrucks liegen sollte. Spätere Differenzdrucklagen können im Allgemeinen natürlich durch einen früheren Zündzeitpunkt ausgeglichen werden.

### 4.3 Detailanalysen auf Basis der Motorprozessrechnung

Es ist bekannt, dass die durch die Flammenfackeln erzeugte Turbulenz<sup>1</sup> im Hauptbrennraum den Verbrennungsvorgang entscheidend beeinflusst. Grundlegende Untersuchungen in einer geteilten Kammer finden sich beispielsweise in [74]. Schneßl [71] beschreibt, dass sich die Turbulenzgenerierung gemeinsam mit der großen Eindringtiefe der Fackeln beim gasgespülten Vorkammerngasmotor vor allem in der ersten Phase des Prozesses auswirkt, während die zweite Phase vorwiegend von den Bedingungen im Hauptbrennraum bestimmt ist. In diesem Kapitel wird der Einfluss des Ausströmvorganges aus der Vorkammer mit der damit verbundenen Turbulenzgenerierung auf den Verbrennungsablauf im Detail bewertet, wobei auch geometrische Aspekte der Überströmbohrungen Berücksichtigung finden.

#### 4.3.1 Einfluss der Turbulenz auf den Entflammungsvorgang

In Abbildung 21 ist exemplarisch der Zusammenhang zwischen den Druckverläufen in den Brennräumen, der turbulenten kinetischen Energie (TKE) im Hauptbrennraum sowie dem erzielten relativen Brennverlauf für eine typische Konfiguration des Forschungsmotors bei folgendem Betriebspunkt dargestellt:

- Indizierter Hochdruckmitteldruck: 22 bar
- NO<sub>x</sub>-Emissionen: 500 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup>
- Zündzeitpunkt: 20 °KW vor OT
- Vorkammerenergie: 1 %

Der Verlauf der turbulenten kinetischen Energie resultiert aus einer CFD Simulation von Winter [87]. Zur Modellierung der Turbulenz wurde das  $k\varepsilon$ -Modell herangezogen.

Bei diesem Ansatz handelt es sich um ein Zweigleichungs-Turbulenzmodell, wo sowohl für die turbulente kinetische Energie  $k$  als auch für die Dissipation  $\varepsilon$  eine Transportgleichung angesetzt wird. Darin ergeben sich die Änderungen der Größen jeweils aus einem Produktions-, einem Diffusions- und einem Dissipationsterm. Die TKE mit der Einheit  $\text{m}^2/\text{s}^2$  ist ein Maß für die Turbulenzintensität, das gemäß Gleichung (10) die mittlere kinetische Energie der turbulenten Schwankungsbewegung bezogen auf die Masseneinheit angibt. Dabei stellen die Terme  $v_i'$  die Schwankungsgeschwindigkeiten in den Koordinatenrichtungen dar. Jener Anteil der TKE, der in Wärme umgewandelt wird, wird durch die Dissipation mit der Einheit  $\text{m}^2/\text{s}^3$  beschrieben. Bei der Berechnung der dreidimensionalen instationären Strömung im Motor werden die in den Reynolds-Gleichungen auftretenden Reynolds-Spannungen als Funktionen von  $k$  und  $\varepsilon$  ausgedrückt, wodurch das vorhandene Gleichungssystem geschlossen wird. Für diese und weitere grundlegende Informationen zur Turbulenzmodellierung siehe [62].

$$k = \frac{1}{2} \left( \overline{v_x'^2 + v_y'^2 + v_z'^2} \right) \quad (10)$$

---

<sup>1</sup> Mit zunehmender Turbulenz erhöht sich die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit, siehe z.B. [62].



oder indirekt durch die überströmende Masse, sind im Bereich des lokalen Maximums des Brennverlaufes erst etwa 1.5 % des gesamten Kraftstoffes im Hauptbrennraum umgesetzt. Infolgedessen ist dort von einer sehr kleinen ausgebildeten Reaktionszone auszugehen. Gleichzeitig fällt das mittlere Turbulenzniveau im weiteren Verbrennungsablauf kontinuierlich ab, wobei wiederum lokal stärkere Auswirkungen im initialen Entflammungsbereich zu erwarten sind.

Wie die durchgeführten Analysen von Messergebnissen verschiedener Vorkammerkonfigurationen zeigen, ist die Phase gegen Ende des Ausströmvorganges entscheidend für den weiteren Verbrennungsprozess. Eine verlängerte Anregung des Gemisches durch die Vorkammer und damit eine hohe Turbulenzintensität, solange die Reaktionszone klein ist, erweisen sich als günstig, vgl. Kapitel 4.2.1. In den nächsten beiden Kapiteln wird der Effekt bei Untersuchungen zur Variation der Überströmgeometrie bestätigt.

### 4.3.2 Einfluss der Querschnittsfläche der Überströmbohrungen

Für die Bewertung des Einflusses der Querschnittsfläche der Überströmbohrungen auf den Entflammungsvorgang wurden Daten einer Vermessung von vier Vorkammern analysiert. Die Vorkammern weisen abgesehen vom Durchmesser der Bohrungen identische Geometrien auf. Aus der Durchmesservariation ergibt sich eine Vergrößerung der Querschnittsflächen um das etwa 1.3-, 1.6- und 2-fache ausgehend von der Vorkammer mit dem kleinsten Querschnitt. Entsprechend erfolgt die Bezeichnung der Kammern mit A\_1.0, A\_1.3, A\_1.6 und A\_2.0.

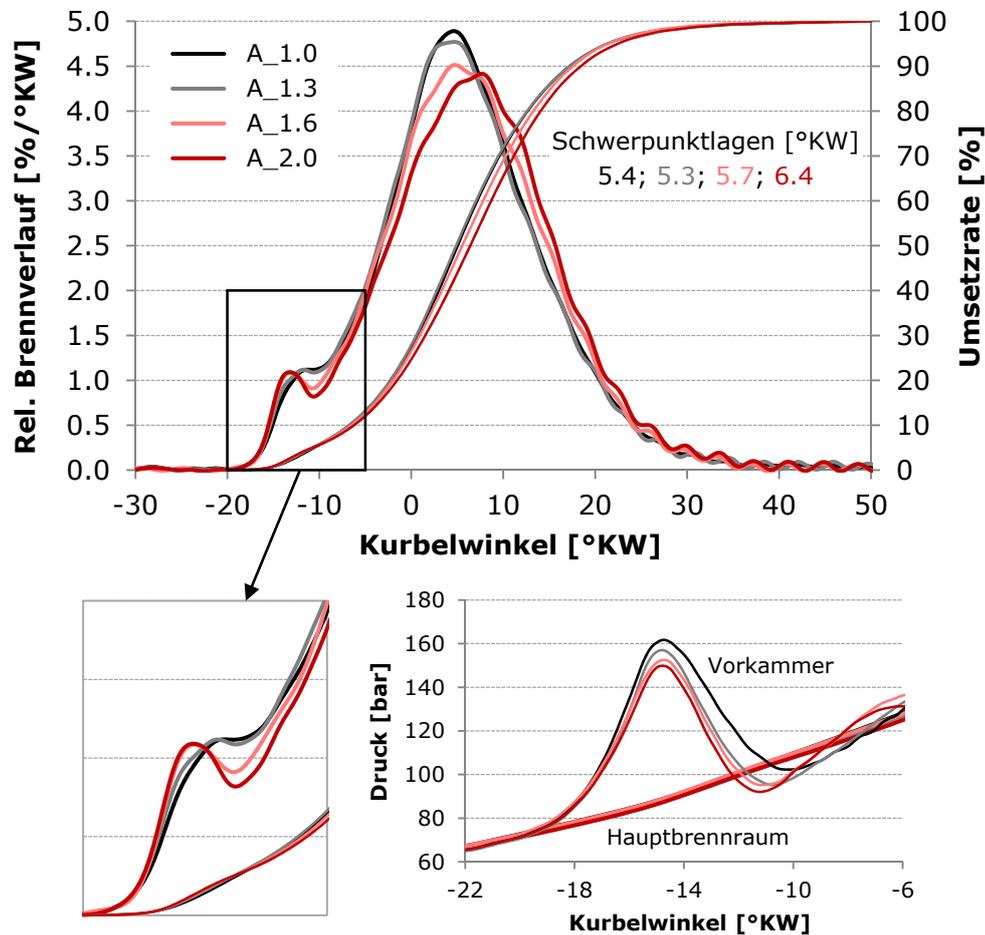
Es ist vorweg zu erwähnen, dass vergleichbare Untersuchungen von Roethlisberger und Favrat [67] an einem Motor mit ungespülter Vorkammer durchgeführt wurden, ohne aber den Entflammungsvorgang genau zu analysieren. Ihre Ergebnisse zeigen grundsätzlich ähnliche Tendenzen der Brennverläufe bei Vergrößerung der Querschnittsfläche der Überströmbohrungen im Vergleich zum hier untersuchten gasgespülten Konzept, jedoch unterscheidet sich die erste Phase der Verbrennung deutlich. Das ist vermutlich durch die vergleichsweise geringen Drucküberhöhungen beim ungespülten Konzept bedingt.

In Abbildung 22 sind die relativen Brennverläufe und Umsetzraten sowie die zugehörigen Vorkammerdrucküberhöhungen der analysierten gasgespülten Vorkammern beispielhaft für nachstehenden Betriebspunkt gegenübergestellt:

- Indizierter Mitteldruck: 25 bar
- NO<sub>x</sub>-Emissionen: 500 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup>
- Zündzeitpunkt: 22 °KW vor OT
- Vorkammerenergie: 1.2 %

Es ist ersichtlich, dass die Lagen der maximalen Vorkammerdifferenzdrücke eng beieinander liegen, wodurch diese Größe bei der Interpretation der Ergebnisse vernachlässigbar ist, vgl. Kapitel 4.2.2. Eine Verkleinerung der Querschnittsfläche bewirkt eine Verringerung des Massenstromes durch die Überströmbohrungen, damit erhöht sich der Vorkammerdifferenzdruck und der Ausströmvorgang dauert länger. Im

herausgezogenen Diagrammsegment sind die Auswirkungen auf den Brennverlauf gut erkennbar. Zu berücksichtigen ist wiederum, dass ein Teil des vorgegebenen Energieumsatzes im Hauptbrennraum auf die überströmende Masse aus der Vorkammer zurückzuführen ist.



**Abbildung 22:** Einfluss der Entflammungsphase auf den Brennverlauf bei unterschiedlichem Querschnitt der Überströmbohrungen

Ein Vergleich der relativen Brennverläufe der Vorkammern A\_1.0 und A\_2.0 ergibt für letztere eine anfänglich geringfügig höhere Brenngeschwindigkeit. Mit Ende der Ausströmphase bricht der Verlauf kurzfristig ein, während jener der A\_1.0 ohne Geschwindigkeitsverlust in die Hauptverbrennung übergeht. Trotz der relativ geringen Unterschiede während des Entflammungsvorganges sind die Auswirkungen auf den weiteren Verbrennungsprozess bedeutend. Die schnellere Energieumsetzung und die damit verbundene frühere Schwerpunktlage der A\_1.0 beruhen wahrscheinlich auf zwei maßgeblichen Effekten:

- Durch die größeren Überströmbohrungen der A\_2.0 gelangt zu Beginn mehr reaktives Gemisch aus der Vorkammer in den Hauptbrennraum. Bedingt durch das niedrigere Differenzdruckniveau ist von einer geringeren Eindringtiefe der Flammenfackeln in den Brennraum auszugehen, vgl. [67]. Daher konzentriert sich die Anregung der mageren Ladung auf einen vorkammernäheren Bereich

als bei der A\_1.0. Das Gemisch in Nähe der Zylinderwand wird folglich erst später von der Flammenfront erfasst, was zu einer Verschleppung des Brennverlaufes führt.<sup>1</sup>

- An der Kurbelwinkelposition, an der sich die Druckverläufe von Vorkammer und Hauptbrennraum am Ende der ersten Drucküberhöhung schneiden, sind bei der A\_2.0 etwa 3.7 % der gesamten Energie umgesetzt. Bei der A\_1.0 beträgt der Wert etwa 4.5 %.<sup>2</sup> Das heißt, dass bei letzterer die Turbulenzintensität lokal so lange auf hohem Niveau gehalten wird, bis sich eine größere Reaktionszone im Hauptbrennraum ausgebildet hat, obwohl der übertretende Massenstrom zu Beginn des Ausströmvorganges kleiner ist. Bei Verringerung des Turbulenzniveaus ab dem Ende der Drucküberhöhung in der Vorkammer sind somit vermutlich günstigere Bedingungen für die weitere Ausbildung der Flammenfront gegeben als bei der A\_2.0.

Interessant ist, dass die Variante A\_1.3 im Vergleich zur A\_1.0 trotz einer deutlich abgeschwächten Drucküberhöhung eine geringfügig schnellere Verbrennung aufweist. Scheinbar kann die A\_1.0 von der verlängerten Turbulenzgenerierung nicht profitieren, da bereits zu wenig Masse überströmt und daher ein zu kleines Brennraumvolumen von den Flammenfackeln erfasst wird. Abhängig von der Brennraumform ist offensichtlich ein Querschnitt der Überströmbohrungen ideal, bei dem sich folgende Effekte der Fackeln optimal ergänzen:

- Insgesamt erfasstes Brennraumvolumen
- Eindringtiefe in den Brennraum
- Intensität und Dauer der Turbulenzerzeugung

Während die Unterschiede zwischen den relativen Brennverläufen der A\_1.0 und der A\_1.3 gering sind, hat die Verringerung des Überströmquerschnittes ausgehend von der A\_2.0 bis zur A\_1.3 wesentliche Auswirkungen. Das lässt darauf schließen, dass sich die genannten Effekte bei einer Abweichung vom optimalen Querschnitt innerhalb gewisser Grenzen ausgleichen, was bei der Auslegung einer Vorkammer im Hinblick auf Fertigungstoleranzen oder Verschleiß berücksichtigt werden kann.

---

<sup>1</sup> Dieses grundsätzliche Verhalten der Flammenfackeln bei unterschiedlichen Überströmquerschnitten wird beispielsweise von Shimizu et al. [74] auf Basis von Schlierenuntersuchungen und Messungen der Temperaturverteilung in einer geteilten Kammer bestätigt.

<sup>2</sup> Inwieweit die Brennverlaufsform dabei von der überströmenden Masse beeinflusst wird, ist für den Vergleich nicht relevant. Da die Vorkammerenergie bei beiden Varianten jeweils nur 1.2 % beträgt, ist der höhere Energieumsatz der A\_1.0 der Verbrennung im Hauptbrennraum zuzuschreiben.

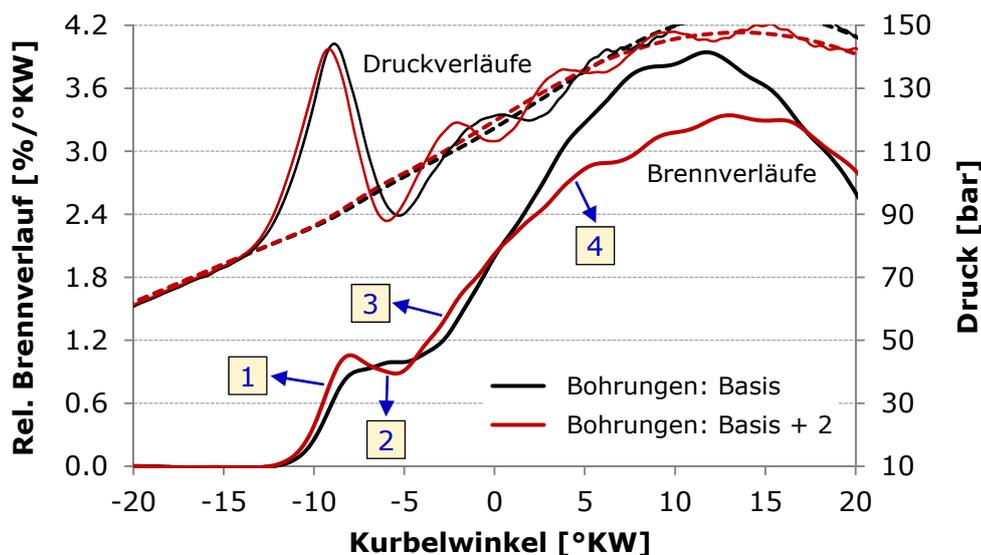
### 4.3.3 Einfluss der Überströmbohrungsanzahl

Aufbauend auf den bisherigen Erkenntnissen folgt in diesem Kapitel eine Bewertung des Einflusses der Überströmbohrungsanzahl auf den Entflammungsvorgang. Dazu werden die Wirkungsweisen zweier Vorkammern, wovon eine Kammer zwei Bohrungen mehr ausweist als die andere, verglichen. Da der Bohrungsdurchmesser unverändert ist, unterscheiden sich auch deren Gesamtüberströmquerschnitte. Ansonsten sind die Kammergeometrien identisch. Den angeführten Beispielen liegt eine Variation des Zündzeitpunktes unter folgenden Randbedingungen zu Grunde:

- Indizierter Mitteldruck: 25 bar
- NO<sub>x</sub>-Emissionen: 500 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup>
- Vorkammerenergie: 1 %

Es sei vorweg wiederum auf eine ähnliche Studie von Roethlisberger und Favrat [67] verwiesen, die den Einfluss der Überströmbohrungsanzahl einer ungespülten Vorkammer auf den Arbeitsprozess bewerten, wobei allerdings die Gesamtquerschnittsfläche der Bohrungen konstant gehalten wird. Ergebnisse von Untersuchungen an einem optisch zugänglichen Motor mit gasgespülter Vorkammer bei gleichbleibendem Überströmbohrungsdurchmesser finden sich in [45].

Abbildung 23 zeigt exemplarisch, wie sich die Anzahl der Bohrungen auf den Druckverlauf in der Vorkammer und den erzielten Brennverlauf beim Zündzeitpunkt von 16 °KW vor OT auswirkt. Bei der Variante mit mehr Bohrungen fällt der maximale Vorkammerdifferenzdruck nur wenig niedriger aus, obwohl man sich aufgrund der deutlich erweiterten Gesamtüberströmfläche einen größeren Einfluss erwarten könnte. Allerdings verkürzt sich bei einer etwas früheren Lage des Differenzdruckmaximums die Ausströmdauer geringfügig.



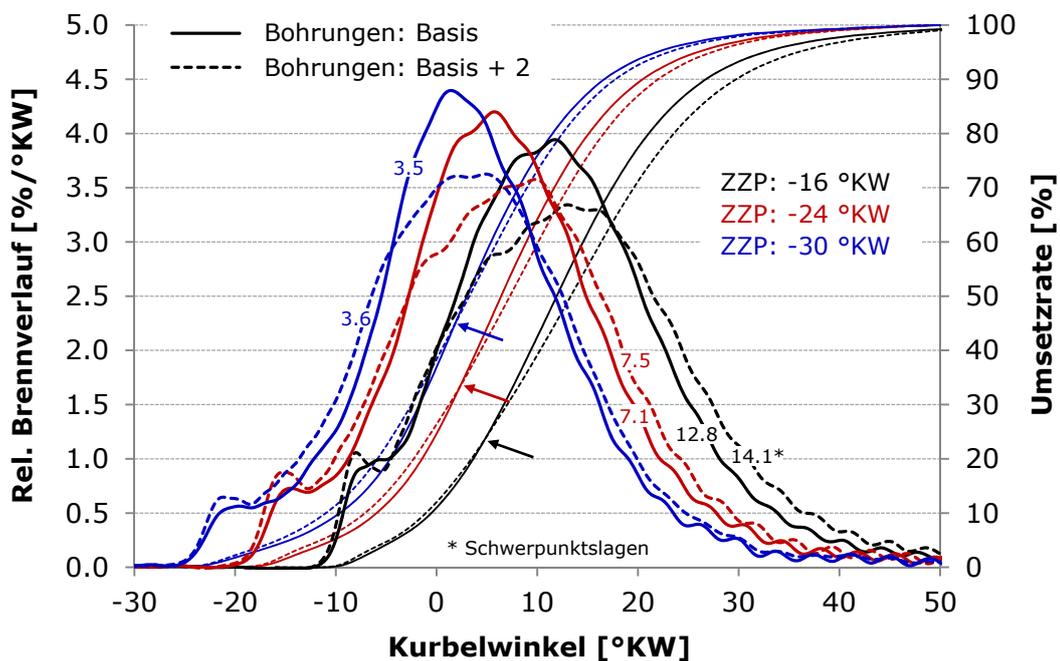
**Abbildung 23:** Einfluss der Entflammungsphase auf den Brennverlauf bei unterschiedlicher Anzahl an Überströmbohrungen

Die aus der unterschiedlichen Anregung des Hauptbrennraumes resultierenden Brennverläufe weisen vier Schnittpunkte auf, woraus gemeinsam mit den bereits gewonnenen Erkenntnissen interessante Schlüsse über die Wirkungsweisen bei der Flammenausbreitung gezogen werden können. Nachstehend werden die für die markierten Abschnitte maßgeblichen Effekte analysiert:

- (1) Durch die ähnliche Höhe der Vorkammerdifferenzdrücke ist eine vergleichbare Eindringtiefe der einzelnen Flammenfackeln in den Hauptbrennraum zu erwarten. Die niedrigere Brenngeschwindigkeit bei der Basisvariante ergibt sich aus einer geringeren überströmenden Masse und dem folglich kleineren erfassten Brennraumvolumen, vgl. [67]. Nicht zu vergessen ist, dass es sich zum Teil um einen imaginären Energieumsatz handelt.
- (2) Während bei der Variante mit erweiterter Bohrungsanzahl der bekannte Einbruch im Brennverlauf festzustellen ist, steigt die Brenngeschwindigkeit bei Einsatz der Basisvorkammer kontinuierlich an. Trotz der relativ geringen Unterschiede bei der Dauer des Ausströmvorganges dürfte die etwas längere Turbulenzgenerierung bei letzterer ausschlaggebend sein, die ein besseres Anbrennen des mageren Gemisches im Hauptbrennraum ermöglicht.
- (3) Mit Ende des Ausströmvorganges sinkt das Turbulenzniveau ab. Es scheint, als ob durch die damit verbundene Verringerung der Flammengeschwindigkeit wiederum das größere erfasste Brennraumvolumen bei der Variante mit mehr Bohrungen zu einer insgesamt erhöhten Verbrennungsgeschwindigkeit führt.
- (4) Dass schließlich die Energieumsetzung bei der Basisvariante wesentlich schneller abläuft, ist wahrscheinlich durch die geometrischen Gegebenheiten bedingt. Wie in [45] beschrieben und ersichtlich, verkleinern sich die Bereiche unverbrannten Gemisches zwischen den Flammenfackeln bei einer zunehmenden Anzahl an Überströmbohrungen, was eine insgesamt schnellere Verbrennung zur Folge hat, da mehr Brennraumvolumen gleichzeitig von den Flammen erfasst wird. Im hiesigen Fall weichen die geometrischen Randbedingungen allerdings von den Untersuchungen in [45] ab. Es ist anzunehmen, dass die Reaktionszonen der einzelnen Fackeln bei der Variante mit erweiterter Bohrungsanzahl im vorkammernahen Bereich bereits früher zusammenwachsen, sodass sich die Flamme nur mehr radial nach außen in Richtung der Zylinderwand ausbreiten kann. Dahingegen steht bei der Basisvariante länger unverbranntes Gemisch zwischen den Fackeln und damit eine größere Reaktionszone zur Verfügung, wodurch sich die Umsetzungsgeschwindigkeit erhöht. Im Endeffekt resultiert daraus eine um 1.3 °KW frühere Schwerpunktlage.

Das Beispiel wurde ausgewählt, um die verschiedenen Einflüsse des Entflammungsvorganges auf den Verbrennungsprozess abhängig von der Anzahl der Überströmbohrungen zu analysieren. Es soll nicht den Eindruck erwecken, dass es allgemein günstig ist, eine Vorkammer mit möglichst wenigen Bohrungen auszustatten, wie die Ausführungen in [45] bestätigen. Wie auch bei der Auslegung des Überströmquerschnittes gibt es abhängig von der Brennraumform ein Optimum, wo sich die beschriebenen Effekte bestmöglich ergänzen.

In Abbildung 24 ist beispielhaft ersichtlich, dass bereits eine Verschiebung des Zündzeitpunktes relevante Auswirkungen auf die Unterschiede zwischen den Varianten haben kann. Die Brennverläufe beim Zündzeitpunkt von 16 °KW vor OT entsprechen jenen aus Abbildung 23. Mit zunehmend früherer Zündung nähern sich die Schwerpunktslagen der jeweiligen Brennverläufe aneinander an. Die Pfeile auf die Schnittpunkte der Umsetzraten weisen darauf hin, dass der Vorteil der schnelleren Energieumsetzung zu Beginn der Verbrennung bei der Variante mit erweiterter Bohrungsanzahl von der Basisvorkammer erst immer später aufgeholt wird. Als mögliche Ursache ist in Erwägung zu ziehen, dass sich die Flamme durch den vorerst größeren vorhandenen Brennraum, bedingt durch den größeren zeitlichen Abstand zum oberen Totpunkt, länger frei ausbreiten kann.



**Abbildung 24:** Einfluss des Zündzeitpunktes auf den Brennverlauf abhängig von der Anzahl der Überströmbohrungen

Nachdem in diesem Kapitel wichtige Einflüsse auf die Entflammungsperformance einer Vorkammer allgemein analysiert wurden, folgt im nächsten Abschnitt eine Bewertung der durch die  $\text{NO}_x$ -Emissionen aus der Kammer verursachten Auswirkungen auf den Verbrennungsprozess. Es kann vorweg genommen werden, dass besonders bei niedrigen Stickoxidgrenzwerten ein Kompromiss zwischen Performance und Vorkammer- $\text{NO}_x$  gefunden werden muss.

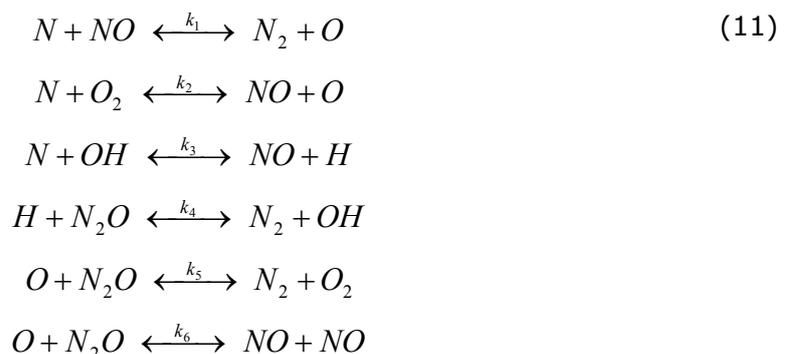
## 5 Ergebnisse zur Bewertung und Vermeidung von Vorkammeremissionen

### 5.1 Analyse der Vorkammer hinsichtlich NO<sub>x</sub>-Emissionen

In Kapitel 2.2.3 wurde gezeigt, dass eine Verringerung der Stickoxidemissionen ausgehend vom maßgeblichen Wert von 500 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup> problematisch ist, wenn man keine Einbußen im Wirkungsgrad in Kauf nehmen und auf eine entsprechende Abgasnachbehandlung verzichten möchte. Die Bedeutung der NO<sub>x</sub>-Emissionen aus einer gasgespülten Vorkammer in dem Zusammenhang wurde in Kapitel 2.3.2.1 beleuchtet. Nach einem kurzen Überblick über allgemeine Grundlagen zur Stickoxidbildung folgt in diesem Abschnitt eine detaillierte Analyse, welche Einflüsse die aus der Vorkammer resultierenden NO<sub>x</sub>-Emissionen auf den Arbeitsprozess haben. Anschließend wird eine Methode zur experimentellen Ermittlung der Stickoxide aus der Vorkammer bewertet und es werden theoretisch denkbare Maßnahmen zur Vermeidung der Vorkammer-NO<sub>x</sub> analysiert.

#### 5.1.1 Grundlagen zur NO<sub>x</sub>-Bildung

Unter den in Verbrennungskraftmaschinen vorliegenden Bedingungen sind nach Lavoie et al. [52] im Wesentlichen die in (11) angegebenen Reaktionen für die Stickoxidbildung verantwortlich. Bei ihren Untersuchungen wurden nur die Prozesse hinter der Flammenfront, d.h. im verbrannten Gas, berücksichtigt. Die ersten beiden Reaktionen entsprechen dem von Zeldovich [90] postulierten Mechanismus. Gemeinsam mit der dritten Reaktion wird dieser von den Autoren als erweiterter Zeldovich-Mechanismus bezeichnet, während die letzten drei Reaktionen den N<sub>2</sub>O-Mechanismus darstellen.



Pattas und Häfner [61] vergleichen die mit verschiedenen Ansätzen ermittelten Bildungs- und Zerfallsgeschwindigkeiten von NO in Abhängigkeit von Luftverhältnis und Temperatur. Unter anderem sind Ergebnisse des einfachen und des erweiterten Zeldovich-Mechanismus sowie eine Berechnung, die alle sechs Reaktionen aus (11) berücksichtigt, gegenübergestellt. Bei mageren Gemischen zeigt sich, dass erstere bestenfalls bei Temperaturen deutlich über 2000 K eine gute Übereinstimmung mit dem Ergebnis des vollständigen Mechanismus haben.

Für die NO-Bildung in mager betriebenen Gasmotoren sind somit alle angeführten Reaktionen von Bedeutung. Chmela et al. bewerten in [12] mitunter die Anwendbar-

keit der nulldimensionalen Simulation zur Prognose der Stickoxidkonzentration eines Gasmotors mit offenem Brennraum. Den NO-Berechnungen liegt dabei das Modell mit den sechs Reaktionsgleichungen von Pattas und Häfner [61] zu Grunde. Ihre Ergebnisse verdeutlichen, dass simulierte und gemessene Emissionswerte gut übereinstimmen.

Die gute Abbildbarkeit der NO-Emissionen eines Gasmotors unter Verwendung der genannten Ansätze ist in gutem Einklang mit weiteren Angaben aus der Literatur, wo dem Zeldovich-Mechanismus unter motorischen Bedingungen die größte Bedeutung zugeschrieben wird. Im Gegensatz dazu spielen das in der Flammenfront unter kraftstoffreichen Verhältnissen gebildete sogenannte prompte NO und das durch Anteile an Stickstoff im Kraftstoff bedingte Kraftstoff-NO üblicherweise eine untergeordnete Rolle. Ebenso ist der Anteil an NO<sub>2</sub> an den gesamten Stickoxidemissionen im Allgemeinen gering. Siehe z.B. [22] und [62].

Aufgrund seiner besonderen Relevanz wird nachfolgend nur der erweiterte Zeldovich-Mechanismus auf Basis von Informationen aus [82] genauer beschrieben. Die Bildung von NO nach der ersten Reaktion aus (11) weist wegen der stabilen Dreifachbindung des N<sub>2</sub> eine sehr hohe Aktivierungsenergie im Vergleich zu den beiden anderen Reaktionen auf. Infolgedessen ist sie geschwindigkeitsbestimmend für die NO-Entstehung und maßgeblich dafür, dass es erst bei sehr hohen Temperaturen zur Bildung großer Mengen an Stickstoffmonoxid kommt. Das Zeldovich-NO wird deshalb auch als thermisches NO bezeichnet. Aus den drei Reaktionen ergibt sich unter vereinfachenden Annahmen nachfolgende NO-Bildungsgeschwindigkeit in mol/(cm<sup>3</sup>·s):

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_1[O][N_2] \quad (12)$$

Daraus ist ersichtlich, dass eine Verminderung der NO-Emissionen über eine Absenkung der Temperatur zur Minimierung des über einen Arrhenius-Ansatz beschreibbaren stark temperaturabhängigen Geschwindigkeitskoeffizienten  $k_1$  mit der Einheit cm<sup>3</sup>/(mol·s) und über eine Reduktion der Konzentrationen von O und N<sub>2</sub> erfolgen kann. Hinsichtlich der Temperaturabhängigkeit von  $k_1$  siehe [2].

Die Verringerung der Stickoxidemissionen bei Magerbrennverfahren beruht somit darauf, den Koeffizienten  $k_1$  durch ein mit zunehmendem Luftverhältnis geringeres Verbrennungstemperaturniveau so niedrig wie möglich zu halten, vgl. Abbildung 4.

### 5.1.2 Allgemeine Informationen zur Durchführung der Untersuchungen

Für die den Ergebnissen in diesem Abschnitt zugrunde liegenden Messungen am Einzylinder-Forschungsmotor kamen bei ansonsten gleicher Motorkonfiguration fünf Vorkammern mit unterschiedlichen Volumina bei gleichbleibender Überströmgeometrie<sup>1</sup> zum Einsatz. Alle Kammern sind drehsymmetrisch und lassen aufgrund

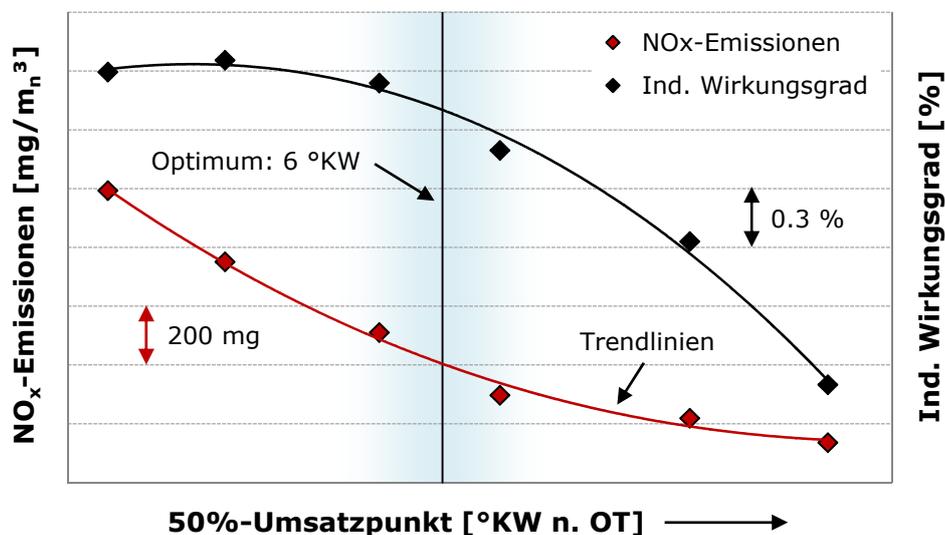
---

<sup>1</sup> Die gewählte Überströmgeometrie ist für die Variationsbreite der untersuchten Volumina als sehr guter Kompromiss anzusehen. Im Zuge der Arbeit durchgeführte Versuche zur Auslegung von Überströmbohrungen und Überströmkanal zeigen etwa, dass ausgehend von einer optimierten Vorkammer eine Anpassung der Strömungsquerschnitte im Verhältnis zur Volumenänderung nicht notwendigerweise zielführend ist. Auf eine Darstellung der Ergebnisse wird in diesem Rahmen verzichtet. In der Literatur wird die Thematik beispielsweise von Roethlisberger und Favrat [67] behandelt.

einer vergleichbaren Formgebung ähnliche Gemischbildungsbedingungen erwarten. Sie werden in diesem Kapitel nach den Verhältnissen ihrer Volumina zum Volumen der kleinsten vermessenen Kammer unterschieden, was an ihren Bezeichnungen ersichtlich ist. VK\_2.00 bedeutet beispielsweise, dass das Volumen der Vorkammer doppelt so groß ist wie jenes der VK\_1.00. Die Benennungen bzw. die Größen der weiteren Kammern sind VK\_1.17, VK\_1.33 und VK\_1.67.

Allen Versuchsreihen ist gemeinsam, dass im Gegensatz zu den in Kapitel 4 angeführten Untersuchungen nicht der Zündzeitpunkt, sondern die Verbrennungslage vorgegeben wurde. Der Zündzeitpunkt fungierte daher als Einstellgröße, um die gewünschte Lage konstant zu halten. Grund für die Vorgehensweise ist der bedeutende Einfluss der Verbrennungslage auf  $\text{NO}_x$ -Emissionen und Wirkungsgrad. Bei der messtechnischen Quantifizierung der Stickoxidemissionen verschiedener Vorkammern und der Bewertung, wie sich die Emissionen auf den Arbeitsprozess auswirken, ist die Unabhängigkeit von dieser Größe vorteilhaft.

Simulationsergebnisse von Blumberg und Kummer [4] veranschaulichen, dass eine fortschreitende Späterlegung der Verbrennung bei konstantem Luftverhältnis ausgehend von einer wirkungsgradgünstigen Lage eine degressive Verminderung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen bewirkt, während der Kraftstoffverbrauch nach einem progressiven Verlauf zunimmt. Das heißt, dass durch eine nur mäßige Verschiebung der Verbrennungslage in Richtung spät eine im Verhältnis zum Wirkungsgradverlust bedeutende Verminderung der Stickoxidemissionen erzielt werden kann.



**Abbildung 25:** Abhängigkeit der  $\text{NO}_x$ -Emissionen und des Wirkungsgrades von der Verbrennungslage

Zur Bestimmung einer entsprechend vorteilhaften Verbrennungslage für die weiteren Versuche wurden vergleichbare Messreihen am Forschungsmotor durchgeführt. Abbildung 25 zeigt exemplarisch das Ergebnis einer Variation des 50%-Umsatzpunktes, ermittelt mit der VK\_1.17 unter folgenden Randbedingungen:

- Indizierter Mitteldruck: 25.5 bar
- Luftverhältnis: 2.00
- Vorkammerenergie: 1.2 %
- Vorkammergas: 100 % Erdgas

Bei der im Diagramm als Optimum definierten Position des 50%-Umsatzpunktes ergibt sich das günstige Verhältnis von etwa 0.3 %-Punkten Wirkungsgradverlust, bezogen auf den maximalen Wirkungsgrad, bei einer Reduktion der NO<sub>x</sub>-Emissionen von knapp 400 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup>. Generell stellt der blau markierte Bereich im Hinblick auf einen Motorbetrieb bei niedrigen Stickoxidgrenzwerten einen guten Kompromiss dar. Für die Bewertung der Vorkammern unter realistischen Bedingungen wurden daher Verbrennungslagen in diesem Bereich gewählt.

Schließlich ist noch auf die Bedeutung des Punktes *Vorkammergas* bei der Angabe der Randbedingungen zu Messungen in diesem Kapitel hinzuweisen. Neben Versuchen mit reinem Erdgas als Spülgas wurde der Einfluss einer Gemischspülung auf die NO<sub>x</sub>-Emissionen aus der Vorkammer bewertet, siehe insbesondere Kapitel 5.1.5.1. Das Mischungsverhältnis zwischen Erdgas und Luft konnte, im Gegensatz zu einer Gemischspülung wie sie etwa in [3] oder [50] beschrieben ist, unabhängig von der Ladungszusammensetzung des Hauptbrennraumes eingestellt werden. Die Angaben über die Gemischzusammensetzung des Vorkammergases beziehen sich auf die Massenanteile.

### **5.1.3 Einfluss der NO<sub>x</sub>-Emissionen aus der Vorkammer auf den Arbeitsprozess**

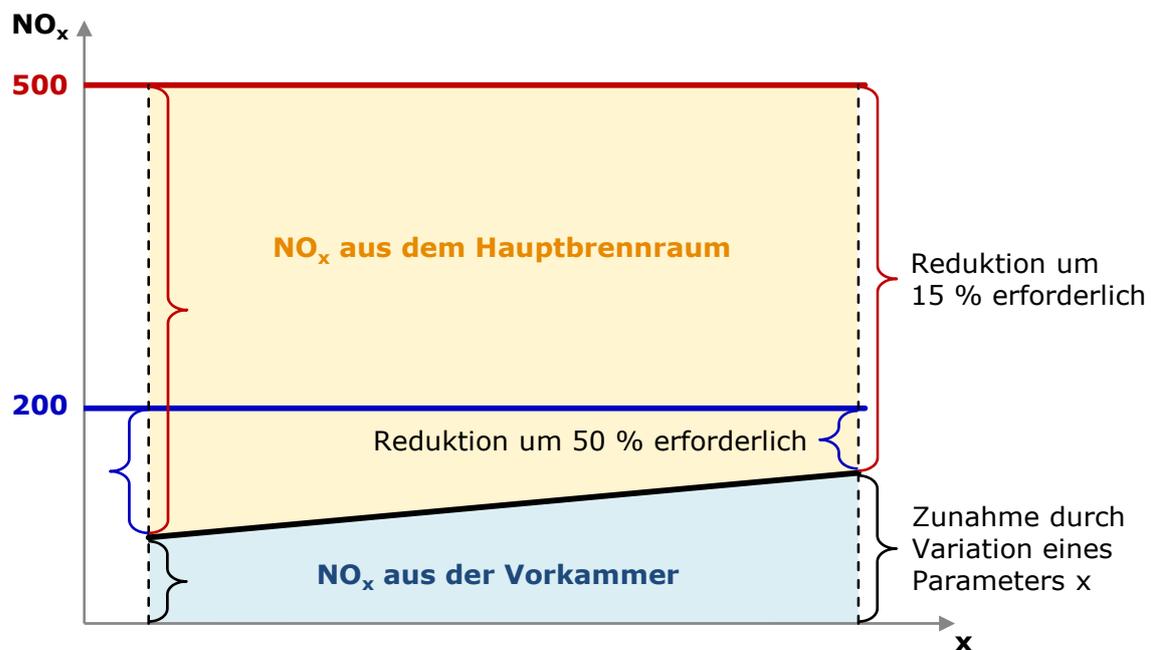
Bereits in Kapitel 2.3.2.1 wurde anhand von Beispielen aus der Literatur erläutert, dass bei Abmagerung eines Motors mit brennstoffangereicherter Vorkammer der Anteil der NO<sub>x</sub>-Emissionen aus der Vorkammer an den gesamten NO<sub>x</sub>-Emissionen zunimmt. Inhalt dieses Abschnittes ist darauf aufbauend eine detaillierte Analyse, welche Auswirkungen eine Veränderung des Stickoxidanteils aus der Vorkammer abhängig vom Gesamtstickoxidausstoß auf den Arbeitsprozess hat.

#### **5.1.3.1 Darstellung der grundsätzlichen Wirkungsweisen**

Anhand des Schemas in Abbildung 26 sollen vorerst die grundsätzlichen Einflüsse allgemein veranschaulicht werden. Die eingezeichneten Werte und Verläufe sind als fiktiv anzusehen, jedoch entsprechen die Relationen durchaus realen Verhältnissen, wie die Untersuchung zahlreicher Vorkammerkonfigurationen im Rahmen der Arbeit, siehe auch Kapitel 5.1.4, sowie die Ergebnisse in [33] bestätigen.

Es sei angenommen, dass die absoluten NO<sub>x</sub>-Emissionen einer Vorkammer mit Zunahme eines Parameters  $x$  ansteigen. Dabei kann  $x$  beispielsweise für das Kammervolumen oder die zugeführte Vorkammerenergie stehen. Auf der  $y$ -Achse sind exemplarisch die wichtigen Stickoxidgrenzwerte von 200 und 500 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup> eingetragen. Für jeden Wert  $x$  ergibt sich somit eine maximale NO<sub>x</sub>-Emission für den Hauptbrennraum, um einen bestimmten Grenzwert einhalten zu können.

Beim Betrieb des Motors bei  $\text{NO}_x = 500 \text{ mg/m}_n^3$  bedeutet eine Erhöhung von  $x$  vom kleinsten zum größtmöglichen Wert, dass die Stickoxide des Hauptbrennraumes um 15 % reduziert werden müssen. Unter der Annahme, dass sonstige verbrennungs-temperatur- und damit stickoxidrelevante Parameter wie etwa Ladungstemperatur, Steuerzeiten oder Verdichtungsverhältnis unverändert bleiben, ist eine Anhebung des Luftverhältnisses zur Senkung des Temperaturniveaus erforderlich. Die zu erwartenden Auswirkungen auf den Arbeitsprozess sind dabei gering.



**Abbildung 26:** Einfluss der NO<sub>x</sub>-Emissionen aus der Vorkammer (Schema)

Ein bedeutend größerer Einfluss auf die Verbrennung ergibt sich, wenn die  $x$ -Erhöhung unter der Randbedingung  $\text{NO}_x = 200 \text{ mg/m}_n^3$  stattfindet, da dann die bereits niedrigen Stickoxidemissionen aus dem Hauptbrennraum noch einmal um 50 % reduziert werden müssen. Für die gleiche absolute NO<sub>x</sub>-Absenkung ist im Vergleich zum Niveau von  $\text{NO}_x = 500 \text{ mg/m}_n^3$  eine überproportionale Erhöhung des Luftverhältnisses notwendig, vgl. [3], was auf die bereits beschriebene Temperaturabhängigkeitscharakteristik der thermischen NO-Bildung zurückzuführen ist. Damit verbunden sind signifikante Auswirkungen auf den Verbrennungsprozess.

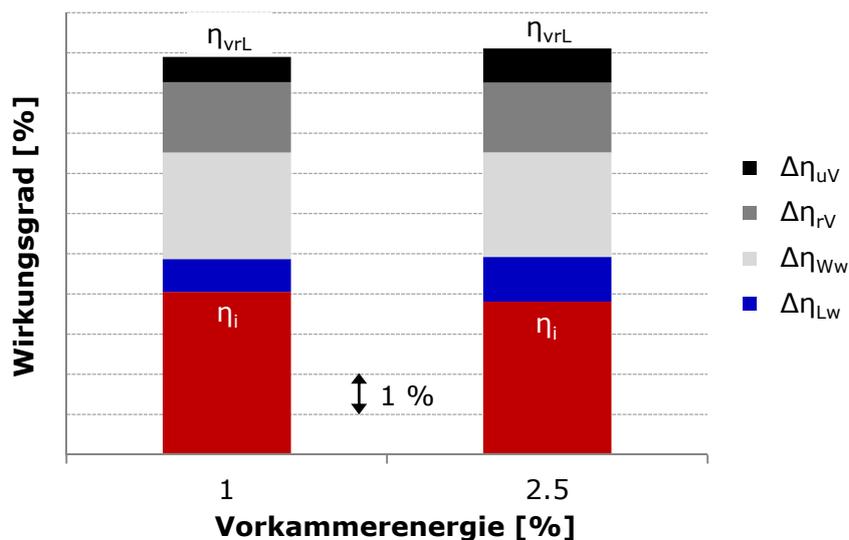
Hinsichtlich des Einflusses der NO<sub>x</sub>-Emissionen aus der Vorkammer ist  $x$  nach dieser Betrachtung möglichst klein zu wählen. Bezüglich anderer Aspekte, wie etwa der Erzielung einer guten Entflammung des Hauptbrennraumes oder günstiger Gemischbildungsbedingungen in der Kammer, ist oftmals ein höherer Wert vorzuziehen, vgl. [47]. Je nach Motorauslegung muss daher ein Kompromiss gefunden werden, wobei der Spielraum mit abnehmendem Stickoxidgrenzwert immer kleiner wird. Untersuchungsergebnisse zur Ermittlung einer geeigneten Vorkammerkonfiguration für einen zugrunde liegenden Motor unter Berücksichtigung der Stickoxidemissionen finden sich z.B. in [13] [47] [50].

### 5.1.3.2 Detailanalysen auf Basis experimenteller Untersuchungen

Nachfolgend werden die Auswirkungen unterschiedlicher Stickoxidemissionen aus der Vorkammer auf den Arbeitsprozess anhand von Prüfstandsergebnissen genauer analysiert. Die Durchführung der beispielhaft ausgewählten Messungen erfolgte mit der VK\_1.67 bei  $\text{NO}_x$ -Emissionen von 500 und 200  $\text{mg}/\text{m}_n^3$ . Bei beiden Stickoxidniveaus wurde die Kammer je einmal mit einer niedrigen und einer hohen Vorkammerenergie von  $E_{VK} = 1\%$  und  $2.5\%$  gespült. Für die weiteren Randbedingungen gilt:

- Indizierter Mitteldruck: 23.5 bar
- 50%-Umsatzpunkt: 6 °KW nach OT
- Vorkammergas: 60 % Erdgas, 40 % Luft

Aus Untersuchungen der eingesetzten Vorkammer lässt sich abschätzen, dass bei der kleinen Spülmenge etwa 100  $\text{mg}/\text{m}_n^3$  und bei der großen Spülmenge etwa 200  $\text{mg}/\text{m}_n^3$   $\text{NO}_x$  aus der Kammer resultieren, vgl. Kapitel 5.1.4. Wie sich dieser Unterschied beim Gesamtstickoxidniveau von 500  $\text{mg}/\text{m}_n^3$  auf den Wirkungsgrad auswirkt, veranschaulicht die Verlustteilung in Abbildung 27.

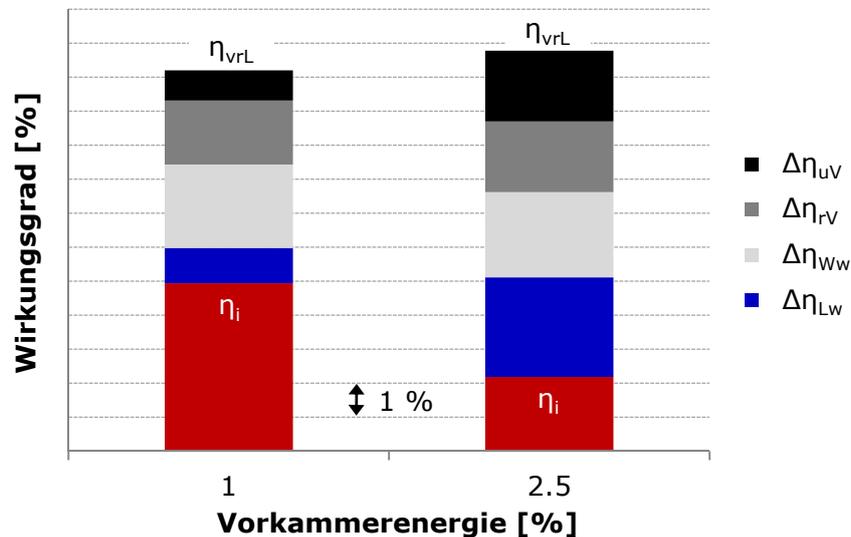


**Abbildung 27:** Vorkammereinfluss auf den Wirkungsgrad bei 500  $\text{mg}/\text{m}_n^3$   $\text{NO}_x$

Zur Einhaltung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen muss bei  $E_{VK} = 2.5\%$  ein um knapp ein Zehntel höheres Luftverhältnis als bei  $E_{VK} = 1\%$  eingestellt werden. Dadurch ergeben sich leichte Vorteile beim Wirkungsgrad des vollkommenen Motors, gleichzeitig vergrößern sich aber die Umsetzungs- und Ladungswechselperluste in geringem Maße. Die Verluste durch realen Verbrennungsablauf und Wandwärmeübergang sind wegen der konstanten Verbrennungslage nahezu identisch. Folglich befinden sich die indizierten Wirkungsgrade auf ähnlichem Niveau.

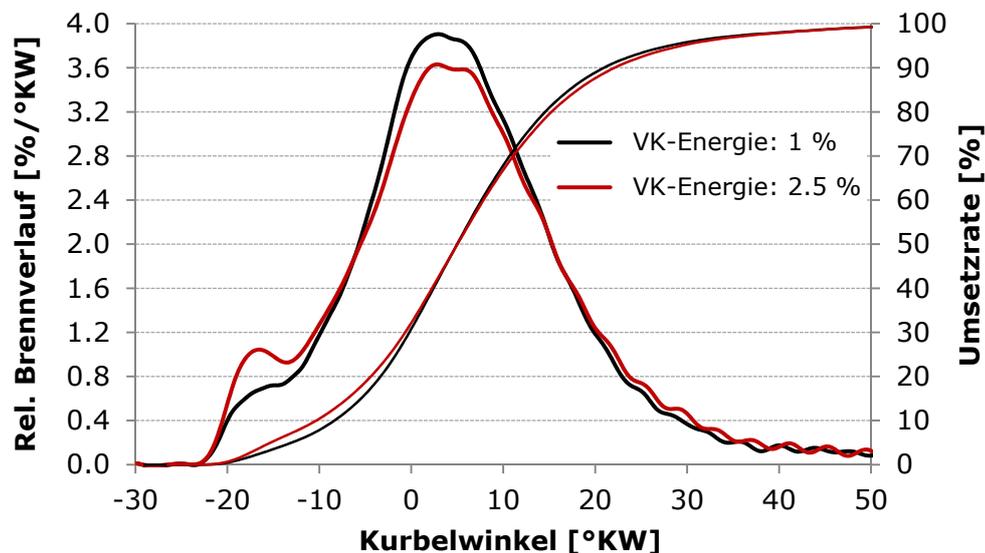
Abbildung 28 zeigt die entsprechende Gegenüberstellung für die Betriebspunkte bei  $\text{NO}_x = 200 \text{ mg}/\text{m}_n^3$ . Es ist zu bedenken, dass bei der Spülmenge von  $E_{VK} = 2.5\%$  nahezu die gesamten Stickoxidemissionen der Vorkammer zuzuordnen sind. Das erfordert im Vergleich zur Messung mit  $E_{VK} = 1\%$  ein um mehr als drei Zehntel

höheres Luftverhältnis zur Einhaltung der Emissionsvorgabe. Trotz deutlichem Vorteil beim Idealprozess bewirkt die massive Verschlechterung bei den Verlusten durch unvollkommene Verbrennung und realen Ladungswechsel eine Verminderung des indizierten Wirkungsgrades um knapp 3 %-Punkte.



**Abbildung 28:** Vorkammereinfluss auf den Wirkungsgrad bei  $200 \text{ mg/m}_n^3 \text{ NO}_x$

Bedingt durch die vorgegebene Lage des 50%-Umsatzpunktes sind die Verbrennungs- und Wandwärmeverluste zwar auch bei diesen beiden Messungen vergleichbar, dennoch weisen die zugehörigen Brennverläufe markante Unterschiede auf, wie Abbildung 29 verdeutlicht.



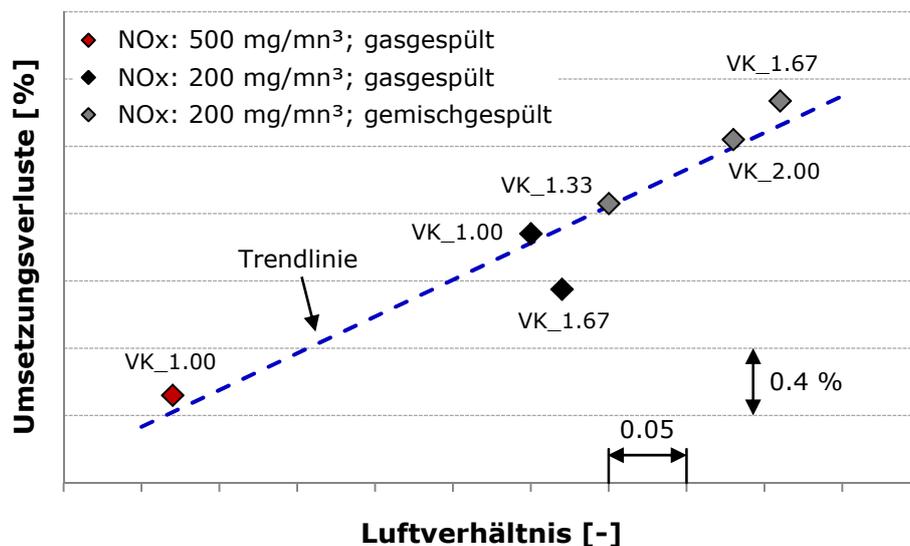
**Abbildung 29:** Vorkammereinfluss auf den Brennverlauf bei  $200 \text{ mg/m}_n^3 \text{ NO}_x$

Im Falle der größeren Spülmenge ist von einem etwa stöchiometrischen Luftverhältnis in der Vorkammer zum Zündzeitpunkt auszugehen. Das bewirkt eine intensive Energieumsetzung während der ersten Phase der Verbrennung. Im Gegensatz dazu

fällt die Anregung des Hauptbrennraumes bei  $E_{VK} = 1\%$  merklich schwächer aus, was darauf zurückzuführen ist, dass die Vorkammer bereits nahe ihrer Magergrenze betrieben wird. Trotzdem überwiegen nach Abschluss des Entflammungsvorganges die Vorteile des niedrigeren Luftverhältnisses im Hauptbrennraum, wie der steilere Anstieg der Brenngeschwindigkeit und die höhere maximale Energieumsetzung belegen.

Interessant ist die im Endeffekt vergleichbare Brenndauer, obwohl man von vornherein erwarten könnte, dass die extrem mageren Bedingungen beim Betriebspunkt mit  $E_{VK} = 2.5\%$  zu einer stark verschleppten Verbrennung führen und daher einen früheren Brennbeginn erfordern, um die Lage des 50%-Umsatzpunktes halten zu können. Wäre das tatsächlich der Fall, ergäben sich allerdings größere Unterschiede in den Verlusten durch realen Verbrennungsablauf. Tatsächlich muss für den nahezu kurbelwinkelgleichen erkennbaren ersten Anstieg der beiden Brennverläufe beim Betriebspunkt mit der kleinen Spülmenge um  $2.5\text{ °KW}$  früher gezündet werden, was den ungünstigeren Zündbedingungen in der mageren Vorkammer zuzuschreiben ist.

Die Messung mit der Spülmenge von  $E_{VK} = 2.5\%$  wurde ausgewählt, um die Wirkung zu hoher  $\text{NO}_x$ -Emissionen aus der Vorkammer anhand eines Extrembeispiels im Vergleich zu einer angepassten Vorkammerkonfiguration zu verdeutlichen. Welche Vorkammerenergie bzw. welches Luftverhältnis für eine bestimmte Vorkammer geeignet ist, hängt natürlich in bedeutendem Maße von deren Volumen ab, siehe Kapitel 5.1.4.



**Abbildung 30:** Abhängigkeit der Umsetzungsverluste vom Luftverhältnis

Als weiteres Ergebnis sind in Abbildung 30 beispielhaft die bei Stichversuchen ( $p_i = 23.5\text{ bar}$ ; 50%-Umsatzpunkt =  $7\text{ °KW n. OT}$ ) mit verschiedenen Vorkammerkonfigurationen ermittelten Umsetzungsverluste über dem Luftverhältnis dargestellt. Für die Messpunkte bei  $200\text{ mg/mn}^3$   $\text{NO}_x$  wurde die jeweilige Spülgasmenge und -zusammensetzung auf Basis von Untersuchungen, wie sie in Kapitel 5.1.4 angeführt sind, gewählt. Ziel dabei war ein vorteilhafter Kompromiss aus geringen Vorkammer- $\text{NO}_x$  bei guten Entflammungseigenschaften. Es ist ersichtlich, dass keine der Varianten in bedeutendem Ausmaß vom Trend abweicht. Durch eine gute

Abstimmung des Systems sind zwar geringe Vorteile erzielbar, entscheidend ist es jedoch, das Luftverhältnis möglichst niedrig zu halten.

Zusammenfassend können aus den diskutierten Ergebnissen, bestätigt durch zahlreiche weitere im Zuge der Arbeit durchgeführte Messungen mit unterschiedlichen Vorkammerkonfigurationen, folgende Erkenntnisse festgehalten werden:

- Der Einfluss der  $\text{NO}_x$ -Emissionen aus der Vorkammer auf Verbrennungs- und Wandwärmeverluste ist bei konstanter Verbrennungslage und vorgegebenem Gesamtstickoxidniveau generell gering. Vorkammern, die mehr  $\text{NO}_x$  produzieren, ermöglichen unter der Voraussetzung einer gleichen Überströmgeometrie üblicherweise eine bessere Anregung des Hauptbrennraumes während des Entflammungsvorganges. Das wirkt den Nachteilen des höheren erforderlichen Luftverhältnisses auf den Verbrennungsvorgang entgegen.
- Muss das Luftverhältnis wegen höherer Stickoxidemissionen aus der Vorkammer angehoben werden, steigt der Ladedruckbedarf bei gleichzeitig sinkender Abgastemperatur, was zu einer Erhöhung der Ladungswechselverluste führt. Wie groß der Verlust ausfällt, hängt maßgeblich vom eingesetzten Turbolader ab. Die gezeigten Messergebnisse basieren auf der Annahme eines konstanten Turboladerwirkungsgrades einer einstufigen Aufladung für die Regelung des Abgasgedrucks am Prüfstand und spiegeln daher nicht exakt die Bedingungen eines realen Turboladers wieder. Besonders bei Einsatz einer zweistufigen Aufladung ist von geringeren Nachteilen bei einer Luftverhältnissteigerung auszugehen, siehe etwa [35].
- Ein entscheidender Nachteil ist durch die abmagerungsbedingte Zunahme der Umsetzungsverluste bei Einsatz einer Vorkammer, die mehr Stickoxidemissionen produziert, gegeben. Trotz der besseren Entflammungsperformance können die ungünstigeren Bedingungen im Brennraum im Allgemeinen nicht in dem Maße kompensiert werden, wie es bei den Verbrennungsverlusten der Fall ist.
- Ein  $\text{NO}_x$ -Limit von  $200 \text{ mg/m}_n^3$  erfordert zur Erzielung eines optimalen Wirkungsgrades eine diffizile Abstimmung des Vorkammersystems. Grundvoraussetzung ist eine Vorkammer, deren  $\text{NO}_x$ -Emissionen eine deutliche Differenz zum Gesamtstickoxidniveau offenlassen. Die Nachteile eines zu hohen Luftverhältnisses im Hauptbrennraum können auch durch optimale Zündeigenschaften der Kammer nicht aufgewogen werden.

## 5.1.4 Bewertung einer Methode zur Quantifizierung der Vorkammer-NO<sub>x</sub>

### 5.1.4.1 Gegenüberstellung experimenteller Möglichkeiten

In der Literatur finden sich unterschiedliche experimentelle Methoden zur Quantifizierung der Stickoxidemissionen aus der Vorkammer. Eine häufig gewählte Vorgehensweise ist die Entnahme von Gasproben aus der Kammer mit Hilfe eines Ventils während der Hochdruckphase des Prozesses, siehe etwa [33] [59] [60]. Die Autoren der ersten beiden Publikationen zeigen, dass unter Zugrundelegung vereinfachender Annahmen die aus der Vorkammer resultierende Stickoxidmasse aus den gemessenen NO<sub>x</sub>-Konzentrationen ermittelt werden kann. Olsen und Lisowski [60] beschreiben außerdem Versuche, bei denen der untersuchte Motor sowohl mit einer als auch mit zwei Vorkammern betrieben wird, woraus sich der Beitrag der NO<sub>x</sub>-Emissionen einer Vorkammer am Gesamtstickoxidausstoß eruieren lässt.

Beiden Methoden gemeinsam ist ein erheblicher Applikationsaufwand zur Durchführung der Untersuchungen. Im Falle der Gasentnahme ergeben sich abgesehen von den Vereinfachungen bei der Berechnung der NO<sub>x</sub>-Masse weitere Unsicherheiten bei der Bestimmung des Emissionsniveaus. So erfolgt einerseits keine Berücksichtigung von Stickoxiden, die in den Flammenfackeln gebildet werden, vgl. [60], andererseits wird die lokale Gasentnahme möglichen Inhomogenitäten in der Vorkammer nicht gerecht, vgl. [59].

Wie Uyehara [79] anhand einer einfachen Berechnung veranschaulicht, können die NO<sub>x</sub>-Emissionen von erdgasbetriebenen Vorkammermotoren ab einem Luftverhältnis von  $\lambda \approx 2.4$  bei fortschreitender Abmagerung nicht weiter reduziert werden, wobei hier die Annahme zugrunde liegt, dass die in der Vorkammer bei stets stöchiometrischer Verbrennung gebildeten Stickoxide einfrieren. Der Grund für das Verhalten ist, dass im Hauptbrennraum keine relevanten Mengen an NO<sub>x</sub> mehr gebildet werden, während die Vorkammer von der Abmagerung unbeeinflusst bleibt. Ein ähnliches Simulationsergebnis ist in [3] zu finden.

Auch wenn am realen Motor wesentlich komplexere Bedingungen vorliegen, bietet sich die grundsätzliche Wirkungsweise an, um die Stickoxidemissionen einer Vorkammer durch sukzessive Abmagerung des Hauptbrennraumes experimentell zu ermitteln. Beispielsweise schließt Laiminger in [50] aus einem durch Abmagerung erzielten Wirkungsgradverlauf über NO<sub>x</sub> auf die Vorkammeremissionen, wobei die gezeigten Messpunkte offensichtlich nur eine grobe Einschätzung zulassen.

In den nächsten Kapiteln wird die Methode hinsichtlich Realisierbarkeit am Prüfstand unter verschiedenen Bedingungen sowie der Qualität und Plausibilität der Ergebnisse bewertet. Außerdem wird analysiert, welche zusätzlichen Informationen zur Beurteilung einer Vorkammer gewonnen werden können.

Gegenüber den oben angeführten experimentellen Methoden können vorweg folgende Vorteile festgehalten werden. Zum einen sind die Versuche prinzipiell mit der standardmäßig eingesetzten Prüfstandsausstattung durchführbar, zum anderen sollten sowohl Einflüsse durch Inhomogenitäten in der Vorkammer als auch die den Flammenfackeln zuordenbaren Stickoxide erfasst werden.

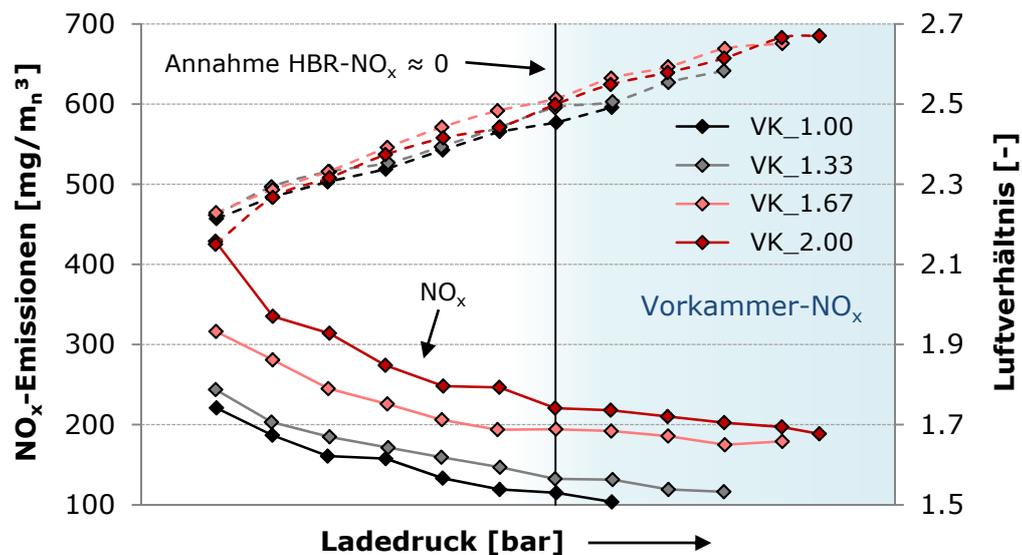
### 5.1.4.2 Versuchsdurchführung und Ergebnisanalyse

Die Abmagerungsversuche wurden am Forschungsmotor mit vier verschiedenen Vorkammern (VK\_1.00, VK\_1.33, VK\_1.67 und VK\_2.00) unter folgenden allgemeinen Randbedingungen durchgeführt:

- Indizierter Mitteldruck: 23.5 bar
- 50%-Umsatzpunkt: 7 °KW nach OT
- Vorkammerngas: 100 % Erdgas

#### Basisuntersuchungen

Um den Mitteldruck bei einer Erhöhung des Luftverhältnisses konstant zu halten, muss gleichzeitig der Ladedruck erhöht werden. Für eine effiziente Versuchsdurchführung ist es beim vorhandenen Prüfstandssystem regelungsbedingt vorteilhaft, die Messpunkte im Zuge der Abmagerung über den Ladedruck zu definieren und das Luftverhältnis entsprechend dem geforderten Mitteldruck anzupassen. Die Vermessung der Vorkammern erfolgte daher ausgehend von einem definierten Ladedruck im Bereich von  $\lambda \approx 2.2$ , indem dieser in Schritten von 0.15 bar bis zur Aussetzergrenze erhöht wurde.



**Abbildung 31:** NO<sub>x</sub>-Emissionen aus Vorkammern unterschiedlicher Volumina bei volumenangepasster Vorkammerenergie

Für die in Abbildung 31 dargestellten Ergebnisse wurde die VK\_1.00 mit einer Vorkammerenergie von  $E_{VK} = 1.2 \%$  betrieben. Die Spülmengen der größeren Kammern wurden entsprechend ihren Volumenverhältnissen angepasst. Erwartungsgemäß verringern sich die NO<sub>x</sub>-Emissionen mit zunehmendem Ladedruck, wobei der Kurvenverlauf immer mehr abflacht. Ab einem Luftverhältnis von  $\lambda \approx 2.5$  kann selbst durch eine bedeutende Steigerung des Ladedrucks keine wesentliche Absenkung der Emissionen erzielt werden. Allerdings stellt sich kein konstantes Niveau ein, was

darauf zurückzuführen ist, dass durch die kontinuierliche Abmagerung des Hauptbrennraumes die Vorkammer während der Verdichtungsphase weiter verdünnt wird, vgl. [3].

Die Festlegung einer klaren Grenze, ab der im Hauptbrennraum keine relevanten Stickoxidemengen gebildet werden, ist natürlich nicht möglich. Aus den  $\text{NO}_x$ -Verläufen lässt sich schließen, dass der Übergang etwa im Bereich der eingezeichneten Linie sein dürfte. Dafür spricht auch das dort erreichte Luftverhältnisniveau, vgl. [79]. Vorteilhaft ist, dass eine etwas abweichende Interpretation des Grenzbereiches das Ergebnis nur unwesentlich beeinflusst.

Durch die mit steigendem Luftverhältnis zunehmende Vorkammerverdünnung ist davon auszugehen, dass selbst bei einer günstigen Positionierung der gedachten Grenzlinie die dort ermittelbaren Vorkammer- $\text{NO}_x$  niedriger sind als jene eines Standardbetriebspunktes bei gleicher Vorkammerkonfiguration<sup>1</sup>. Eine Korrektur des  $\text{NO}_x$ -Wertes könnte durch Extrapolation einer Trendlinie der Messpunkte rechts der Grenzlinie bis auf Höhe des Luftverhältnisses des Standardbetriebspunktes erfolgen, was aufgrund des Kurvenverlaufes rechts der Grenzlinie zulässig erscheint. Wegen des nichtlinearen Verhaltens der  $\text{NO}_x$ -Entstehung in Abhängigkeit von der Temperatur und damit vom Luftverhältnis in der Kammer ist so eine Extrapolation allerdings nur innerhalb eines sehr beschränkten Rahmens möglich.

Weiters ist zu bedenken, dass ein Effekt der durch die Abmagerung des Hauptbrennraumes bedingten Absenkung der Vorkammer- $\text{NO}_x$  entgegenwirkt. Mit steigendem Luftverhältnis muss früher gezündet werden, um die vorgegebene Verbrennungslage einzuhalten. Dadurch wird die Zufuhr von magerem Gemisch in die Vorkammer früher unterbrochen.

Die Analyse der Einflüsse lässt erkennen, dass eine präzise Ermittlung der Vorkammer- $\text{NO}_x$  mit dieser Methode nicht realisierbar ist. Sie erlaubt jedoch eine gute Zuordnung des Emissionsniveaus. Vergleicht man Vorkammerkonfigurationen relativ zueinander, sind anhand der jeweils erreichten Aussetzergrenze zusätzlich Aussagen über deren Entflammungsperformance möglich.

### Weiterführende Untersuchungen

Als weiterführendes Experiment bietet sich eine Vorkammerenergievariation bei konstantem Ladedruck an, wobei letzterer aus den Erkenntnissen des Abmagerungsversuches so gewählt wird, dass von keiner relevanten Stickoxidentstehung im Hauptbrennraum auszugehen ist.

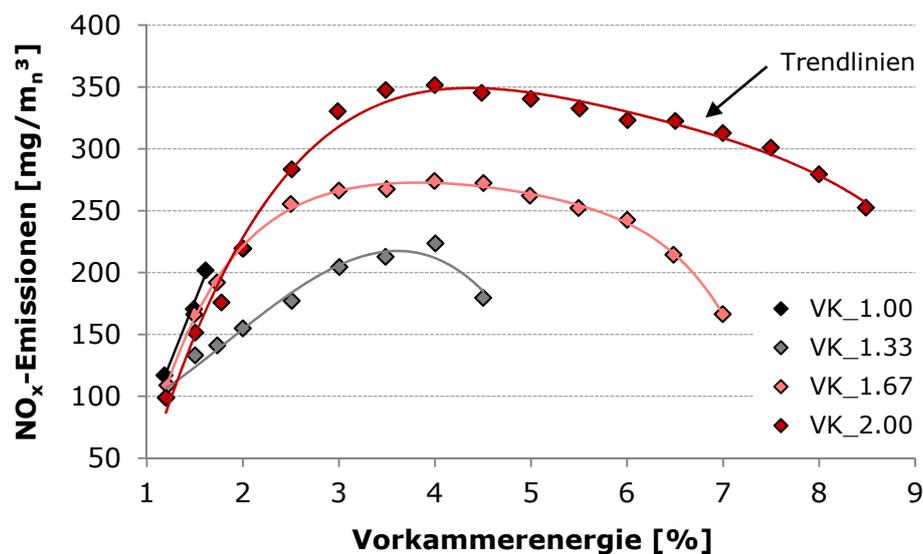
Abbildung 32 zeigt Ergebnisse solcher Untersuchungen. Es ist zu beachten, dass hierfür jede Vorkammer bei jenem Ladedruck vermessen wurde, der bei einer Vorkammerenergie von  $E_{VK} = 1.2 \%$  die Aussetzergrenze markiert. Das hat für die drei größeren Kammern eine geringe Unterschreitung der in Abbildung 31 eingezeichneten

---

<sup>1</sup> Die Überlegung setzt voraus, dass die Vorkammer im Standardbetriebspunkt bereits überstöchiometrisch betrieben wird. Der Begriff Standardbetriebspunkt steht hier allgemein für einen Motorbetrieb bei vorgegebenem Stickoxidgrenzwert, wobei die Stickoxidemissionen aus der Vorkammer deutlich unter dem Grenzwert liegen.

Grenzzlinie zur Folge. Ein gewisser  $\text{NO}_x$ -Anteil aus dem Hauptbrennraum ist somit nicht auszuschließen.

Gemäß den obigen Analysen unterscheiden sich die ablesbaren Vorkammer- $\text{NO}_x$  im Vergleich zu jenen eines Standardbetriebspunktes bei gleicher Vorkammerenergie außerdem um einen Betrag, der durch die zusätzliche Verdünnung der Kammer verursacht wird. Das heißt, dass sich bei einem Standardbetriebspunkt dieselben Vorkammer- $\text{NO}_x$  bei einer geringeren Spülmenge einstellen würden.



**Abbildung 32:** Variation der Vorkammerenergie beim für die jeweilige Vorkammer maximal möglichen Ladedruck bei  $E_{VK} = 1.2 \%$

Trotz der Unsicherheiten bei der Bestimmung des Absolutniveaus können aus dem Diagramm interessante Informationen zu den Vorkammern gewonnen werden. An den Kurvenverläufen ist zu erkennen, dass im Bereich des jeweiligen Maximums ein Luftverhältnis von  $\lambda \approx 1.1$  in der Vorkammer zum Zündzeitpunkt vorliegt<sup>1</sup>, vgl. Abbildung 4. Am linksseitigen Kurvenast werden die Kammern daher mager betrieben. Bei der Vorkammerenergie von  $E_{VK} = 1.2 \%$  ergeben sich für alle Varianten ähnlich niedrige Stickoxidemissionen. Hier gleicht das mit zunehmender Vorkammergröße höhere Luftverhältnis in der Kammer die Volumenunterschiede in etwa aus. Ein nicht dargestellter Vergleich weiterer wichtiger Ergebnisgrößen der vier Messpunkte lässt darauf schließen, dass der magerere Betrieb der größeren Kammern, mit Ausnahme der VK\_2.00, keinen nachteiligen Einfluss auf deren Entflammungsperformance hat.

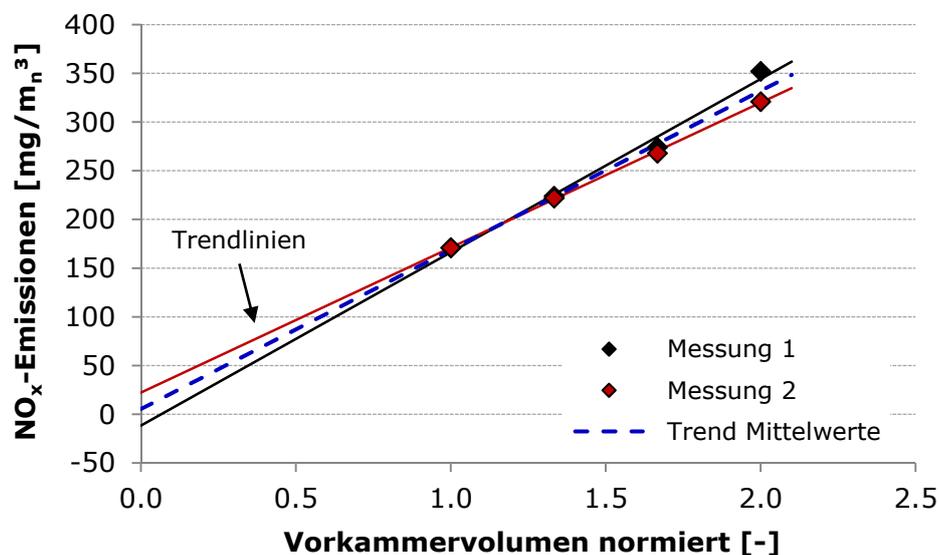
Anhand der Vorkammer- $\text{NO}_x$  können die bei einem Standardbetriebspunkt je nach Stickoxidlimitierung möglichen Spülmengen bis maximal  $E_{VK} \approx 2.5 \%$  begrenzt werden. Die Steigung der Kurven in diesem Bereich erlaubt eine Abschätzung der Beeinflussung der Motorstabilität im Falle von Schwankungen der Vorkammerngaszufuhr. Je geringer die Steigung, umso weniger muss bei gleicher Schwankungsbreite der Vorkammerngasmenge im Motorbetrieb das Luftverhältnis im Hauptbrennraum korrigiert werden, um ein bestimmtes Stickoxidniveau einzuhalten.

<sup>1</sup> Aus dem Kurvenverlauf der VK\_1.00 kann dieser Schluss nicht gezogen werden.

Die Erhöhung der Vorkammerenergie ist bei den zwei kleinen Vorkammern durch die Aussetzergrenze beschränkt. Zumindest im Bereich der Zündkerze dürfte das Gemisch zum Zündzeitpunkt zu fett werden. Im Gegensatz dazu wäre bei den beiden großen Kammern eine weitere Steigerung durchführbar. Dass trotz der extrem hohen Vorkammerenergieanteile ein stabiler Betrieb möglich ist, ist auf die Überspülung eines maßgeblichen Anteils des zugeführten Brenngases in den Hauptbrennraum zurückzuführen. Der Verlauf der Kurven ist deshalb interessant, weil bei einer zunehmenden Anfettung der Vorkammer mit einem steileren Abfall der Emissionen zu rechnen wäre, vgl. Abbildung 4. Eine Erklärung für das Verhalten, abgesehen vom Überspüleeffekt, wird in Kapitel 5.1.5.2 diskutiert.

### 5.1.4.3 Plausibilitätskontrolle und Anwendbarkeitsbewertung

Eine Möglichkeit zur Überprüfung, ob die Stickoxide tatsächlich vorwiegend aus der Vorkammer resultieren, bieten die gemessenen Emissionshöchstwerte bei einer Spülmengenvariation gemäß Abbildung 32. Die maximalen  $\text{NO}_x$ -Emissionen der Vorkammern sollten unter Vernachlässigung von Einflüssen wie Wandwärmeübergang oder Gemischhomogenität unter den gegebenen Randbedingungen linear vom Kammervolumen abhängen. Bei einer fortschreitenden Reduktion des Volumens bis zum theoretischen Grenzwert  $V = 0$ , was einem direktgezündeten Verbrennungskonzept entspricht, müssten im Falle eines stickoxidfreien Hauptbrennraumes auch die Emissionen gegen null gehen.

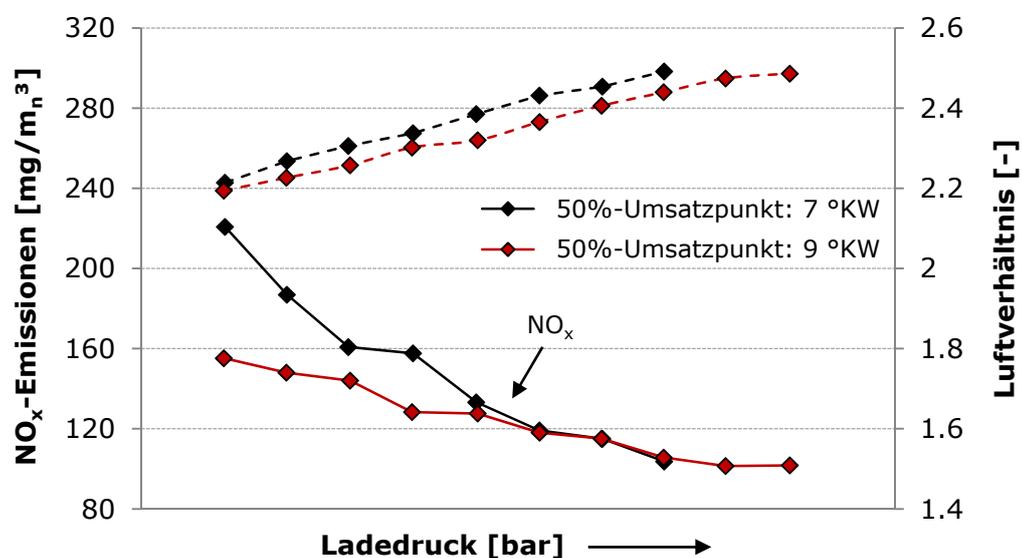


**Abbildung 33:** Maximale  $\text{NO}_x$ -Emissionen aus der Vorkammer abhängig vom Vorkammervolumen

In Abbildung 33 sind die maximalen  $\text{NO}_x$ -Emissionen der Vorkammern über dem Volumen aufgetragen. Die Werte von Messung 1 entsprechen den Maxima aus Abbildung 32, jene aus Messung 2 wurden anhand weiterer Vorkammerenergievariationen, durchgeführt bei den in Abbildung 31 ersichtlichen höchstmöglichen

Ladedrücken, ermittelt<sup>1</sup>. Einerseits zeigt sich, dass die Emissionen bei gleichem Volumen trotz der unterschiedlichen Ladedrücke nur geringfügig voneinander abweichen. Andererseits ergeben sich beim Volumen  $V = 0$  relativ kleine Offsets der Trendlinien zur  $\text{NO}_x$ -Nulllinie. Beides ist als Hinweis darauf zu sehen, dass im Hauptbrennraum tatsächlich keine relevante  $\text{NO}_x$ -Bildung mehr stattfindet.

Es ist davon auszugehen, dass die Stickoxidstehung in der Vorkammer weniger von der Verbrennungslage beeinflusst wird als jene im Hauptbrennraum. Die Umsetzung des angereicherten Gemisches in der Kammer läuft bei sehr hohen Temperaturen ab. Wie die Analysen in Kapitel 5.1.5.2 belegen, wird je nach Luftverhältnis in der Kammer ein bedeutender Anteil der  $\text{NO}_x$ -Emissionen bereits während des Entflammungsvorganges gebildet, wobei der Bildungsprozess in jedem Fall größtenteils abgeschlossen ist, noch bevor sich der Spitzendruck einstellt.



**Abbildung 34:** Abmagerungsversuche bei unterschiedlichen Verbrennungslagen

In Abbildung 34 erfolgt ein Vergleich zweier Abmagerungsversuche, durchgeführt mit der VK\_1.00 bei verschiedenen Lagen des 50%-Umsatzpunktes. Wie zu erwarten, sind die  $\text{NO}_x$ -Emissionen bei der früheren Verbrennungslage zu Beginn der Abmagerung deutlich höher. Mit steigendem Ladedruck nähern sich die beiden Kurven jedoch immer mehr aneinander an, bis sich schließlich ein nahezu identisches Niveau einstellt. Dabei entspricht das mittlere der drei deckungsgleichen Punktepaare genau jenem Ladedruck, bei dem in Abbildung 31 die gedachte Grenzlinie zur  $\text{NO}_x$ -Bildung im Hauptbrennraum gezogen ist. Gemäß der Annahme, dass der Einfluss der Verbrennungslage auf die Stickoxidbildung in der Vorkammer gering ist, weist das auf vernachlässigbare  $\text{NO}_x$ -Emissionen aus dem Hauptbrennraum in diesem Bereich hin.

Basierend auf den angeführten Ergebnissen und Analysen sowie weiteren Erfahrungen mit Abmagerungsversuchen zur Bewertung von Vorkammern hinsichtlich Stickoxid-

<sup>1</sup> Für die VK\_1.00 wurde der zweithöchste Wert aus Abbildung 32 eingetragen. Er ist für beide Messreihen identisch. Bei der Messung des höchsten Wertes im Diagramm war der Motor bereits an der Aussetzergrenze. Daher musste das Luftverhältnis abgesenkt werden, was möglicherweise eine verstärkte  $\text{NO}_x$ -Bildung im Hauptbrennraum bewirkte.

entstehung werden nachstehend die Anwendungsziele und -grenzen der Methode zusammengefasst:

- Die Versuche eignen sich zur Abschätzung der aus der Vorkammer resultierenden Stickoxidemissionen. Wesentliche Informationen können besonders beim Relativvergleich verschiedener Vorkammerkonfigurationen gewonnen werden, da neben dem Emissionsniveau auch Aussagen über deren Entflammungsperformance möglich sind. Besonders eine Vorkammerenergievariation bei Ladedrücken, wo mit keiner relevanten  $\text{NO}_x$ -Bildung im Hauptbrennraum zu rechnen ist, erlaubt einen schnellen Überblick über wichtige Eigenschaften einer Kammer.
- Eine präzise Bestimmung der Vorkammer- $\text{NO}_x$  ist nicht möglich. Unsicherheiten ergeben sich bereits bei der Interpretation des Grenzbereiches zur  $\text{NO}_x$ -Bildung im Hauptbrennraum. Außerdem sind die Auswirkungen der zusätzlichen Verdünnung der Kammer nicht quantifizierbar. Eine im Standardbetriebspunkt überstöchiometrisch betriebene Vorkammer wird hinsichtlich ihrer  $\text{NO}_x$ -Emissionen tendenziell unterbewertet.
- Der Einsatz der Methode ist vor allem dadurch begrenzt, dass eine ausreichende Abmagerung nicht immer realisierbar ist, da bereits zuvor die Aussetzergrenze erreicht wird. Ursachen können z.B. zu kleine oder zu mager betriebene Vorkammern sein. Eine weitere Einschränkung kann durch das Prüfstandssystem gegeben sein. Zu erwähnen sind der abmagerungsbedingte hohe Ladedruckbedarf sowie die daraus resultierenden Spitzendrücke.

### 5.1.5 Bewertung von Maßnahmen zur Verminderung der Vorkammer- $\text{NO}_x$

Nach verbreiteter Meinung in der Literatur soll eine Vorkammer im Hinblick auf die  $\text{NO}_x$ -Entstehung so klein wie möglich sein, wobei aber noch eine ausreichende Entflammung des Hauptbrennraumes sichergestellt werden muss. Dabei wird meist von einer etwa stöchiometrischen Verbrennung in der Kammer ausgegangen. Siehe z.B. [13] [59] [79].

Eine weitere Reduktion der  $\text{NO}_x$ -Emissionen einer entsprechend optimierten Vorkammerkonfiguration durch Verkleinerung oder Abmagerung der Kammer ist mit Nachteilen auf den Verbrennungsprozess verbunden, vgl. etwa [50].

Die Ergebnisse in Kapitel 5.1.4 belegen, dass die kleinstmögliche Vorkammer nicht notwendigerweise die beste Lösung darstellt. Wird das Kammervolumen vergrößert, können die Nachteile höherer Vorkammer- $\text{NO}_x$  durch eine Erhöhung des Luftverhältnisses in der Kammer zum Zündzeitpunkt kompensiert werden. Bis zu einem gewissen Grad sind dadurch keine nachteiligen Auswirkungen bei der Entflammung des Hauptbrennraumes zu erwarten. Wie Untersuchungen im Zuge der Arbeit zeigen, weicht die optimale Kombination aus Volumen und Luftverhältnis für bestimmte Motorkonfigurationen mitunter von der Vorgabe einer möglichst kleinen stöchiometrischen Vorkammer ab.

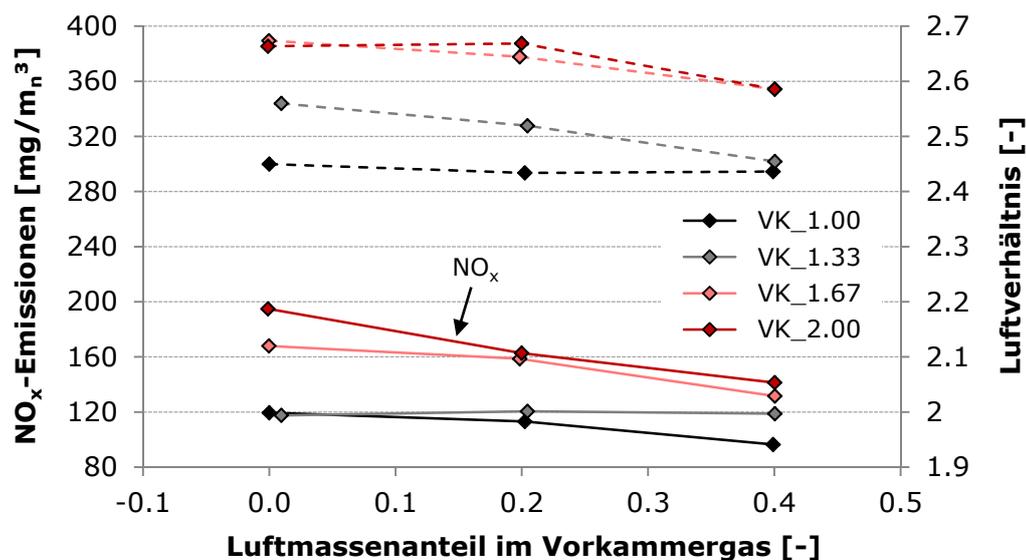
In den nächsten beiden Kapiteln erfolgt eine Bewertung zweier theoretisch denkbarer Maßnahmen zur Verringerung der Vorkammer- $\text{NO}_x$  hinsichtlich ihrer Wirkungsweisen am realen Motor.

### 5.1.5.1 Einfluss einer Gemischspülung auf die Vorkammer-NO<sub>x</sub>

Es ist bekannt, dass ein inhomogenes Gemisch im Vergleich zu einem homogenen Gemisch bei magerer Verbrennung bei gleichem Gesamtluftverhältnis zu erhöhten Stickoxidemissionen führt. Ursache sind die höheren Verbrennungstemperaturen in den kraftstoffreicheren Zonen, die gegenüber den kraftstoffärmeren Zonen eine überproportionale NO-Bildung bewirken. Siehe etwa [79].

In einer gasgespülten Vorkammer liegen zum Zündzeitpunkt keine homogenen Bedingungen vor, vgl. Kapitel 5.2. Eine Spülung der Kammer mit einem Gemisch aus Erdgas und Luft, wie bereits in Kapitel 5.1.2 beschrieben, könnte diesbezüglich Verbesserungen ermöglichen und damit zur Absenkung der Vorkammer-NO<sub>x</sub> beitragen. Da sich durch die Luftzumischung bei gleichbleibendem Vorkammerenergieanteil die Spülmenge erhöht, sind auch Vorteile durch eine verbesserte Ausspülung des heißen Restgases denkbar.

Um den Einfluss der Gemischspülung auf die Vorkammer-NO<sub>x</sub> isolieren zu können, wurden experimentelle Untersuchungen auf Basis der bereits beschriebenen Abmagerungsversuche durchgeführt. Dabei erfolgte eine Variation des Luftanteils im Vorkammerngas im Bereich jener Luftverhältnisse, wo von keiner relevanten Stickoxidbildung im Hauptbrennraum auszugehen ist.



**Abbildung 35:** Einfluss des Luftmassenanteils im Vorkammerngas auf die NO<sub>x</sub>-Emissionen aus der Vorkammer

Die Ergebnisse in Abbildung 35 veranschaulichen exemplarisch, wie sich eine Zumischung von bis zu 40 % Luft auf die Stickoxidemissionen auswirkt. Den Messungen liegen bezüglich Mitteldruck, Verbrennungslage und Vorkammerenergieanteilen die gleichen Randbedingungen wie jenen für Abbildung 31 zu Grunde. Außerdem wurde der für die Kammern jeweils maximal mögliche Ladedruck aus selbigem Diagramm für die Messpunkte ohne Luftzumischung gewählt. Gemäß Abbildung 32 ist mit mageren Bedingungen in den Kammern zum Zündzeitpunkt zu rechnen.

Mit zunehmenden Luftanteilen ist tendenziell eine Abnahme der  $\text{NO}_x$ -Emissionen verbunden. Die bei manchen Messpunkten einhergehende Verringerung des Luftverhältnisses bedeutet, dass der Ladedruck reduziert werden musste, um Aussetzer zu vermeiden. Bei der VK\_1.33 könnte das die Ursache für den konstanten Verlauf der Stickoxidemissionen sein, da die Abnahme des Luftverhältnisses im Grenzbereich zur  $\text{NO}_x$ -Bildung im Hauptbrennraum stattfindet und so der Effekt der Luftzumischung allenfalls durch Hauptbrennraum- $\text{NO}_x$  ausgeglichen wird.

Für die zum Teil signifikante Reduktion der Emissionen ist abgesehen von der Gemischhomogenisierung ein weiterer Effekt in Betracht zu ziehen. Durch die größeren Spülmengen könnte mehr Brenngas in den Hauptbrennraum überspült werden, wodurch sich ein höheres Luftverhältnis in der Kammer zum Zündzeitpunkt einstellen würde. Dafür spricht die teilweise Notwendigkeit der Ladedruckverringerung zur Aussetzervermeidung, die sich nicht durch eine verbesserte Homogenität der Vorkammerladung erklären lässt.

Die Bewertung der Gemischspülung unter Standardbetriebsbedingungen bei einem Stickoxidniveau von  $200 \text{ mg/m}_n^3$  konnte die erhofften Vorteile nicht bestätigen. Zwar ist tendenziell eine Verbesserung des Wirkungsgrades erzielbar, diese fällt aber sehr gering aus. Eine Erhöhung der Systemkomplexität an einem Vollmotor zur Bereitstellung des Vorkammerngemisches wird dadurch nicht gerechtfertigt.

#### **5.1.5.2 Einfluss unterstöchiometrischer Bedingungen auf die Vorkammer- $\text{NO}_x$**

Aus der allgemeinen Bildungstendenz der  $\text{NO}_x$ -Emissionen in Abhängigkeit vom Luftverhältnis, wie sie in Abbildung 4 dargestellt ist, könnte man schließen, dass ausgehend von einer stöchiometrisch betriebenen Vorkammer bereits eine geringe Anfettung eine bedeutende Emissionsreduktion bewirken müsste. Anhand der Ergebnisse in Kapitel 5.1.4.2 wurde aber gezeigt, dass selbst bei sehr großen Spülmengen die Emissionen deutlich höher als bei einer mager betriebenen Vorkammer sind. Nachfolgende Analyse lässt erkennen, warum diese theoretisch denkbare Maßnahme am realen Motor nicht zum Erfolg führt.

Für die Untersuchungen wurden mehrere Vorkammern unter den nachfolgenden Randbedingungen bei einer Variation der Vorkammerenergie vermessen:

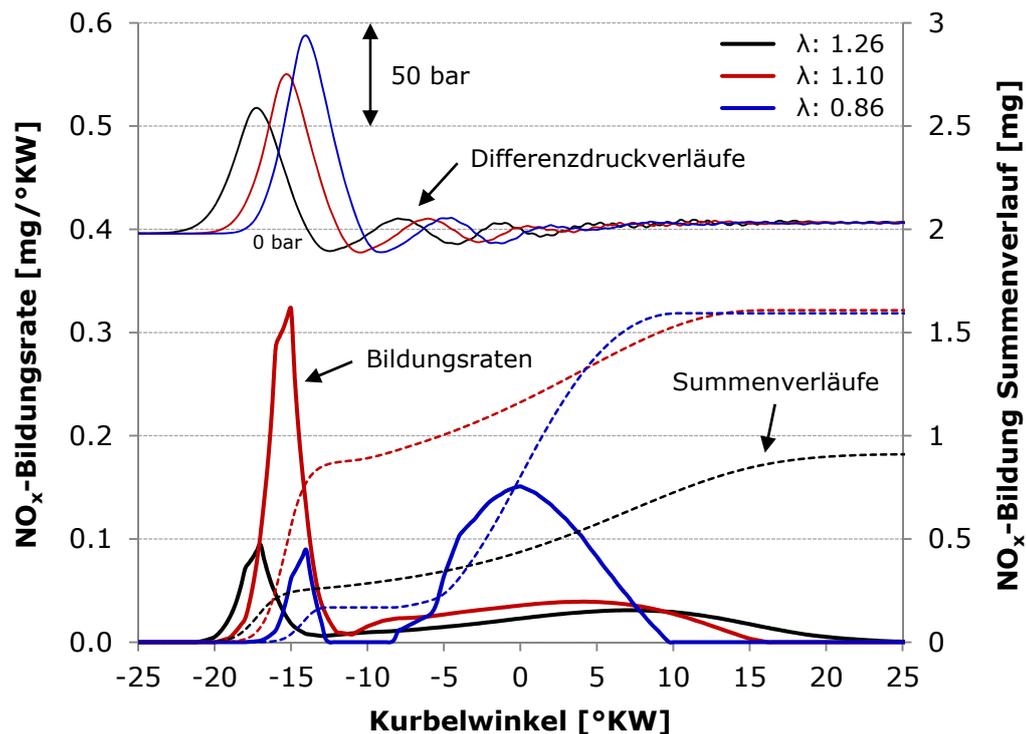
- Indizierter Mitteldruck: 25.5 bar
- Luftverhältnis: 2.05
- 50%-Umsatzpunkt: 7 °KW nach OT
- Vorkammerngas: 100 % Erdgas

Durch das Konstanthalten von Luftverhältnis und Verbrennungslage sind Änderungen der resultierenden  $\text{NO}_x$ -Emissionen bzw. der Vorkammer- $\text{NO}_x$  im Wesentlichen auf die unterschiedlichen Spülmengen zurückzuführen.

Unter Zugrundelegung der Ergebnisse aus den Prüfstandsversuchen wurden von Dimitrov [19] 1D Simulationsrechnungen mit einem auf den Forschungsmotor abgestimmten Modell durchgeführt. Auf Basis der daraus ermittelten Zustände in der

Vorkammer konnte er mit einem OD  $\text{NO}_x$ -Modell den Verlauf der Stickoxidbildung in der Kammer simulieren.

Die in Abbildung 36 dargestellten Ergebnisse beruhen auf drei Messungen mit der VK\_1.67 und den zugehörigen Simulationsrechnungen nach [19]. Neben den gemessenen Differenzdruckverläufen zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum sind die simulierten  $\text{NO}_x$ -Bildungsraten in der Kammer sowie deren Summenbildungsverläufe im Diagramm eingezeichnet. Als Folge der Vorkammerenergievariation liefert die 1D Simulation auch die in der Legende eingetragenen unterschiedlichen Luftverhältnisse in der Vorkammer zum Zündzeitpunkt.



**Abbildung 36:**  $\text{NO}_x$ -Bildung in der Vorkammer abhängig vom Luftverhältnis zum Zündzeitpunkt

Aus der Gegenüberstellung ist zu erkennen, dass zwei Prozessphasen für die Stickoxidbildung verantwortlich sind. Die Energieumsetzung in der Vorkammer während des Entflammungsvorganges stellt die erste Phase dar. Bezüglich der Kurbelwinkellage ergibt sich eine gute Korrelation der Drucküberhöhungen der Differenzdruckverläufe und der  $\text{NO}_x$ -Bildungsraten. Die unterschiedlichen Lagen der Drucküberhöhungen sind dabei durch die erforderlichen Zündzeitpunkte zur Einhaltung des vorgegebenen 50%-Umsatzpunktes bestimmt. Wie zu erwarten, entstehen beim Luftverhältnis von  $\lambda = 1,1$  signifikant mehr  $\text{NO}_x$  als unter den fetten bzw. mageren Bedingungen.

Wie bereits in Kapitel 3.3.1 beschrieben, bewirkt der negative Differenzdruck nach dem Entflammungsvorgang ein Rückströmen von sauerstoffhaltigem Gasgemisch aus dem Hauptbrennraum in die Vorkammer. Dieser Vorgang leitet die zweite Phase der  $\text{NO}_x$ -Bildung in der Vorkammer ein.

Bereits Shimizu et al. [74] konnten bei grundlegenden Untersuchungen des Verbrennungsprozesses in einer geteilten Kammer feststellen, dass das rückströmende Gas einen großen Einfluss auf die Nachverbrennung des unverbrannten Restgases in der Vorkammer hat. Von Olsen et al. [59] wurden Schadstoffkonzentrationen in der Vorkammer eines Gasmotors gemessen. Ihre Ergebnisse zeigen während der Rückströmphase einen Anstieg der  $\text{NO}_x$ -Konzentration.

Im obigen Diagramm ist ersichtlich, wie sich das Luftverhältnis in der Kammer auf diese Phase der  $\text{NO}_x$ -Entstehung auswirkt. Solange magere Bedingungen zum Zündzeitpunkt vorherrschen, ergeben sich vergleichbar niedrige Bildungsraten, was durch weitere Messpunkte bestätigt werden konnte. Die massive  $\text{NO}_x$ -Bildung beim unterstöchiometrischen Betrieb der Vorkammer lässt sich durch die Umsetzung des unverbrannten Kraftstoffes aus der ersten Phase mit überschüssigem Sauerstoff aus dem Hauptbrennraum erklären.

Wie die Summenbildungsverläufe belegen, kann somit im Endeffekt kein Vorteil hinsichtlich  $\text{NO}_x$ -Emissionen aus einer fetten Vorkammervverbrennung gewonnen werden. Eine gewisse Absenkung des Stickoxidniveaus bei sehr hohen Spülmengen, wie in Abbildung 32 ersichtlich, liegt möglicherweise daran, dass nicht einmal in der zweiten Phase der gesamte Kraftstoff umsetzbar ist. Für den praktischen Einsatz hat so ein Motorbetrieb allerdings keine Bedeutung.

Der Einfluss der Verbrennung im Hauptbrennraum auf die  $\text{NO}_x$ -Bildung in der Vorkammer ist vergleichsweise gering. Für alle drei Messpunkte stellt sich um 10 °KW nach OT der Spitzendruck ein. Ebenso weisen auch die mit CORA errechneten Temperaturen der verbrannten Zone<sup>1</sup> in dem Bereich ihre Maxima auf. Die Summenbildungsverläufe lassen erkennen, dass an dieser Kurbelwinkelposition bereits ein Großteil der gesamten Vorkammer- $\text{NO}_x$  entstanden ist.

---

<sup>1</sup> Es handelt sich um ein Zweizonenmodell. Bei der Berechnung wird nur der Hauptbrennraum berücksichtigt.

## 5.2 Brennverfahren für niedrigste Partikelemissionen aus der Vorkammer

Bei der Abhandlung über die aktuellen Problemstellungen beim gasgespülten Vorkammerkonzept in Kapitel 2.3.2 wurde gezeigt, dass es im Bereich der Vorkammergaszufuhr zur Bildung von Kohlenstoffpartikeln kommen kann. Wie angeführt, sind die von den Motoren emittierten Mengen üblicherweise zwar so gering, dass sie hinsichtlich Abgasgesetzgebung als nicht relevant einzustufen sind, jedoch können sie Probleme durch Verschmutzung von Systemkomponenten im Abgasstrang verursachen. Nachfolgend wird nach einem kurzen Überblick über allgemeine Grundlagen zur Partikelbildung die Ausgangssituation am untersuchten Motor analysiert und es wird die Entwicklung eines neuartigen Vorkammerbrennverfahrens vorgestellt, welches eine bedeutende Reduktion des derzeitigen Emissionsniveaus ermöglicht.

### 5.2.1 Grundlagen zur Partikelbildung

Die Bildung von Partikeln bei technischen Verbrennungsvorgängen stellt eine äußerst komplexe Thematik dar und war, wie zahlreiche Publikationen beweisen, bereits Gegenstand intensiver Untersuchungen. Aus diesem Grund soll hier nur ein kleiner Einblick in die Entstehungsprozesse und deren Einflussgrößen gegeben werden.

Motorische Partikel setzen sich aus den organischen Bestandteilen Ruß (= elementarer Kohlenstoff) und Kohlenwasserstoffen sowie anorganischen Bestandteilen wie etwa Aschen von Öladditiven, Salzen oder Wasser zusammen, wobei Ruß einen wesentlichen Anteil zur Gesamtpartikelmasse beiträgt, siehe [22].

Nach Bockhorn [5] läuft die Bildung von Kohlenstoffpartikeln bei der Verbrennung eines homogenen Gemisches entsprechend der gängigen Vorstellungen großteils wie nachstehend zusammengefasst ab. Als Ursprung der Partikelentstehung kann das Auftreten kleiner Kohlenwasserstoffmoleküle, insbesondere Ethin ( $C_2H_2$ ), in der Flamme unter kraftstoffreichen Bedingungen gesehen werden. Ethin bildet gemeinsam mit Kohlenwasserstoffradikalen aromatische Ringe. Größerer Ringstrukturen entstehen vorwiegend durch weiteres Anfügen von Ethin an bestehende Ringe. Die erstmalige Ausbildung dreidimensionaler Kohlenstoffpartikel ist vermutlich auf die Koagulation solcher Ringverbindungen zurückzuführen. Deren Wachstum wird zum einen durch Koagulation und zum anderen durch Oberflächenwachstum, bedingt durch die Aufnahme von Molekülen aus der Gasphase, bestimmt. Im Endeffekt trägt das Oberflächenwachstum den Hauptanteil zur Rußkonzentration bei.

Die Bedeutung des Ethins bei der Entstehung des ersten aromatischen Ringes und der folgenden Ausbildung eines polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffes veranschaulicht ein Reaktionsmodell von Frenklach und Wang [31]. Es zeigt etwa, wie das Wachstum einer polyzyklischen Struktur durch eine sukzessive H-Abspaltung vom und  $C_2H_2$ -Addition zum Molekül abläuft.

Während die Kollision vergleichsweise kleiner Partikel eine Koagulation bewirkt, führt sie bei größeren Partikeln zur Agglomeration, was meist die Ausbildung einer verzweigten Struktur zur Folge hat. Einen wesentlichen Einfluss auf den tatsächlichen Partikelaustrag hat die Oxidation von bereits gebildeten Partikeln und deren

Vorläufern, die sowohl von OH-Radikalen als auch von Sauerstoffmolekülen getrieben werden kann. Siehe [22].

Aus einer Vielzahl an Forschungsergebnissen zur Rußbildung verschiedener Autoren fasst Warnatz [82] die im Folgenden angeführten grundlegenden Abhängigkeiten zusammen. Mit steigendem Druck und steigendem C/O-Verhältnis nimmt der Ruß-Volumenbruch zu. Der Temperatureinfluss kann durch eine Glockenkurve wiedergegeben werden, wobei sich der bildungsrelevante Bereich auf Temperaturen zwischen 1000 K und 2000 K beschränkt. Darunter fehlen der Rußbildung die benötigten radikalischen Vorläufer, darüber werden die Rußvorläufer pyrolysiert und oxidiert.

Müller und Wittig [56] analysieren auf Basis von Untersuchungen in einem Stoßwellenrohr den Einfluss von Druck und Temperatur auf den resultierenden Ruß-Volumenbruch in mit Argon hoch verdünnten Methan-Sauerstoff-Gemischen. Ihre Ergebnisse zeigen, dass bei konstantem Luftverhältnis sowohl ein steigender Gesamtdruck bei konstantem Kraftstoffpartialdruck als auch umgekehrt zu erhöhter Partikelproduktion führen. Das Bildungsmaximum stellt sich bei einer Temperatur von etwa 1800 K ein, wobei mit steigendem Druck bei konstanter Gaszusammensetzung ein leichter Trend in Richtung niedrigere Temperaturen auszumachen ist.

Nach Haynes und Wagner [38] setzt Rußbildung üblicherweise nahe einem Verhältnis von C/O = 0.5 ein. Das entspricht bei der Verbrennung eines Methan-Luft-Gemisches einem Luftverhältnis von  $\lambda \approx 0.5$ . Für die weiteren Ausführungen soll dieser Wert die Grenze zur möglichen Rußbildung bei der Interpretation der Ergebnisse definieren.

### 5.2.2 Allgemeine Informationen zur Durchführung der Untersuchungen

Die in diesem Abschnitt gezeigten Messergebnisse wurden am Einzylinder-Forschungsmotor bei gleicher Motorkonfiguration, abgesehen von den ausgewiesenen Änderungen im Bereich der Vorkammer, unter folgenden Randbedingungen, sofern jeweilige Größe nicht variiert wurde, ermittelt:

- Indizierter Mitteldruck: 23.5 bar
- NO<sub>x</sub>-Emissionen: 500 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup>
- Zündzeitpunkt: 25 °KW vor OT
- Vorkammerenergie: 1.25 %
- Vorkammergas: 100 % Erdgas

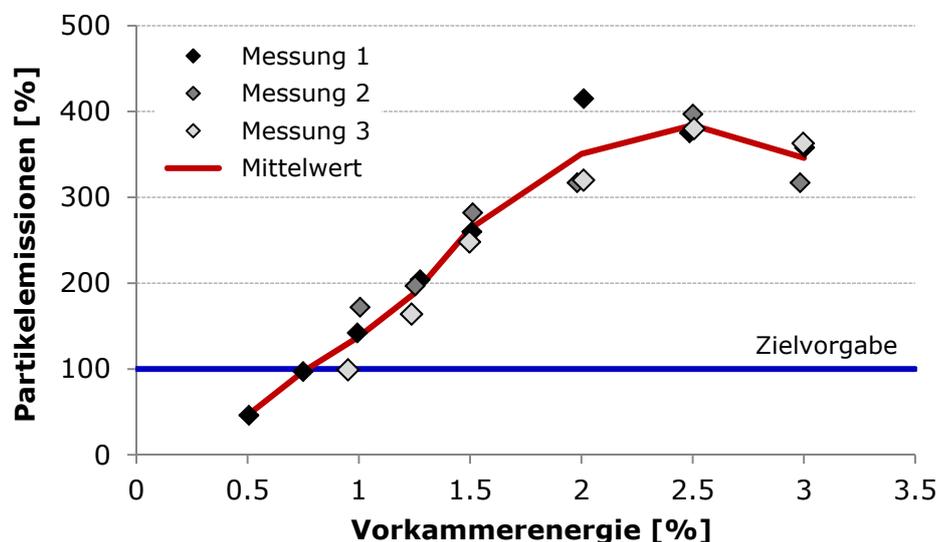
Bezüglich der Darstellungen zu den konstruktiven Ausführungen der untersuchten Vorkammersysteme gilt, wie auch schon für Abbildung 15, dass die Anordnung der Elemente den tatsächlichen Gegebenheiten entspricht, wobei jedoch deren Geometrie, insbesondere jene der Vorkammer, als rein symbolisch zu betrachten sind.

Um eine effiziente Vorgehensweise bei der Brennverfahrensentwicklung zu gewährleisten und die Anzahl kostenintensiver Prüfstandsstunden sowie Prototypen gering zu halten, wurden bereits vor den experimentellen Untersuchungen Ergebnisse von CFD-Simulationen zur Vorabschätzung der Potentiale der entwickelten Lösungsansätze

herangezogen. Die Simulationen wurden von Vidovic [81] durchgeführt und entsprechend den gewünschten Vorgaben ausgewertet. Sie basieren auf den im Zuge der Arbeit realisierten Vorkammergeometrien.<sup>1</sup>

### 5.2.3 Beschreibung und Analyse der Ausgangssituation

Die Analyse und Verbesserung des untersuchten Motorkonzeptes hinsichtlich Partikelemissionen wurde dadurch angeregt, dass das Emissionsniveau im üblichen Betriebsbereich des Motors entsprechend Angaben des beteiligten Großgasmotorenherstellers zu einer zu hohen Verschmutzung im Abgassystem führte. Abbildung 37 dokumentiert das Ergebnis einer Vermessung des Partikelaustrisses am Einzylinder-Forschungsmotor. Die Emissionen sind als prozentueller Anteil jenes Emissionswertes dargestellt, der laut Herstellerinformation nicht überschritten werden sollte, um die Anforderungen hinsichtlich Systemverschmutzung zu erfüllen. Er stellt somit die Zielvorgabe für die Entwicklung eines partikelarmen Brennverfahrens dar.



**Abbildung 37:** Partikelemissionen des Standardvorkammersystems

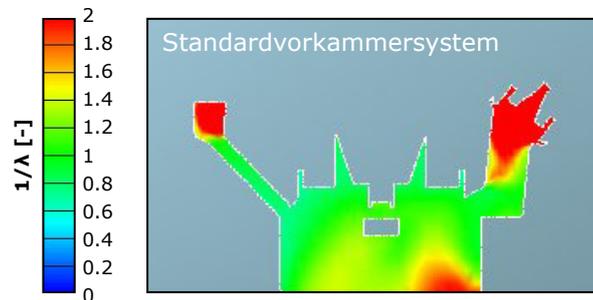
In dem Diagramm sind die Partikelemissionen dreier vergleichbarer Messreihen über einer Variation der Vorkammerenergie aufgetragen. Die Streuung der einzelnen Punkte um den mittleren Verlauf zeigt grundsätzlich eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse, allerdings sind mitunter auch relativ große Abweichungen zu finden. Einerseits kann das auf einen nicht exakt reproduzierbaren Motorbetrieb zurückgeführt werden, andererseits bewegt sich das Emissionsniveau bereits an der unteren Grenze des erfassbaren Bereiches des Messsystems, siehe auch Kapitel 3.2.2. Die erzielbare Wiederholgenauigkeit kann die Anforderungen zur Lösung der Problemstellung aber in jedem Fall erfüllen.

<sup>1</sup> Den CFD-Simulationen liegt ein Motorbetriebspunkt zu Grunde, der eine etwas abweichende Motorkonfiguration und etwas abweichende Randbedingungen zu den durchgeführten Messungen aufweist, was die relative Aussagekraft der Ergebnisse aber nicht einschränkt. Zu erwähnen ist die zugeführte Vorkammerenergie von  $E_{VK} = 1\%$ .

Mit zunehmender Vorkammerenergie ist ein starker Anstieg der Partikelemissionen feststellbar. Daraus lässt sich gemäß Kapitel 2.3.2.2 schließen, dass bei einer größeren eingebrachten Vorkammerngasmenge ausgedehntere fette Zonen, in denen Kohlenstoffpartikel entstehen können, bis zum Zündzeitpunkt im Bereich der Gaszufuhr verbleiben.

Weiters ist im Diagramm ersichtlich, dass bei sehr kleinen zugeführten Vorkammerenergieanteilen bereits mit dem bestehenden System die Zielvorgabe erreicht werden kann. Von einem Betrieb des Motors in diesem Bereich wird wegen des zu geringen Abstandes zur Aussetzergrenze und einer verschlechterten Verbrennungsstabilität jedoch im Allgemeinen abgesehen. Selbiges gilt auch für die Betriebspunkte bei sehr hohen Energieanteilen. Für die Erreichung der Zielvorgabe besonders relevant ist daher der Bereich zwischen  $E_{VK} = 1$  und 2 %.

Das Absinken der Partikelemissionen bei  $E_{VK} = 3$  % ist vermutlich auf die bereits deutlich verschlechterte Entflammung des Hauptbrennraumes zurückzuführen. Bedingt durch den konstanten Zündzeitpunkt weist der Brennverlauf eine vergleichsweise späte Schwerpunktlage auf. Infolgedessen sinkt der Spitzendruck, was gemäß Kapitel 5.2.1 verschlechterte Bedingungen für die Partikelbildung bewirken sollte. Die späte Lage der Verbrennung verursacht trotz einer niedrigeren Spitzentemperatur eine höhere Zylindertemperatur<sup>1</sup> ab der frühen Expansionsphase. Das könnte einen positiven Einfluss auf die Partikeloxidation zur Folge haben, insbesondere wenn es zum Austrag der Partikel aus der Vorkammer in den sauerstoffreichen Hauptbrennraum kommt, vgl. [47] [71].



**Abbildung 38:** Gemischverteilung im Gaszufuhrkanal zum Zündzeitpunkt [81]

Abbildung 38 veranschaulicht ein Simulationsergebnis mit der Gemischverteilung<sup>2</sup> im oberen Abschnitt der Vorkammer in einer Schnittebene durch den Gaszufuhrkanal zum Zündzeitpunkt. Neben einer Zone in diesem Kanal (rechts im Bild) können außerdem im Drucksensorkanal (links im Bild) sowie in der Kammer selbst Zonen mit einer Gemischzusammensetzung entsprechend  $\lambda \leq 0.5$  ausgemacht werden. Gemäß Kapitel 5.2.1 sind diese Zonen als kritisch hinsichtlich Partikelentstehung einzustufen. Die Analyse lässt somit grundsätzlich die Möglichkeit offen, dass mehrere Bereiche im Vorkammersystem in relevantem Maße für den Partikelaustrag verantwortlich sind. Im

<sup>1</sup> Betrachtung der über den gesamten Brennraum gemittelten Gastemperatur.

<sup>2</sup> Zur Quantifizierung der Gemischverteilung wird hier der als *Equivalence Ratio* bezeichnete Kehrwert des in Gleichung (1) definierten Luftverhältnisses herangezogen, siehe auch [62].

Gegensatz dazu ist ein bedeutsamer Beitrag des äußerst mager betriebenen, homogenen Hauptbrennraumes nicht zu erwarten.

Es sei angemerkt, dass Schneßl [71] für das von ihm untersuchte Vorkammersystem beschreibt, dass Zonen der Partikelbildung sowohl im Gaszufuhrbereich als auch in der Vorkammer selbst auftreten, wobei letzteres auf eine inhomogene Gemischbildung zurückzuführen ist.

#### 5.2.4 Entwicklung von technischen Lösungsmöglichkeiten

Die Findung einer technischen Lösung zur Einhaltung des angestrebten Partikelemissionsniveaus konzentrierte sich auf Maßnahmen zur Verminderung bzw. Vermeidung der fetten Zone im Bereich des Gaszufuhrkanals. Nachstehende Punkte sprechen für diese Vorgehensweise:

- Der Gaszufuhrkanal stellt ein Totvolumen dar und wird daher von dem während der Verdichtungsphase aus dem Hauptbrennraum in die Vorkammer strömenden mageren Gemisch kaum erfasst. Entsprechend den Ausführungen in [50] ist ein Absinken des Luftverhältnisses auf  $\lambda = 0$  bis hin zum Gasventil möglich. Somit scheinen hier die Bedingungen für die Bildung von Partikeln äußerst günstig zu sein.
- Der Beitrag der fetten Zone im Drucksensorkanal zur gesamten gebildeten Partikelmasse ist aufgrund des vergleichsweise kleinen Volumens als gering einzustufen. Auch ohne Vorkammerdruckindizierung und damit ohne Kanal ist das Emissionsniveau des Motors zu hoch.
- Da mageres Gemisch bis zum Zündzeitpunkt aus dem Hauptbrennraum in die angereicherte Vorkammer strömt, sind Inhomogenitäten in der Kammer unvermeidbar. Im Vergleich zum Gaszufuhrkanal ergeben sich dennoch deutlich verbesserte Gemischbildungsbedingungen, sodass Zonen mit nahezu reinem Kraftstoff unwahrscheinlich sind. Werden Partikel in der Kammer gebildet, findet vermutlich bereits in einer frühen Phase der Verbrennung, bedingt durch die Strömungsvorgänge zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum, eine Mischung mit sauerstoffreichem Gas statt, was gute Oxidationsbedingungen erwarten lässt.

Auf Basis dieser Analyse ist davon auszugehen, dass die fette Zone im Gaszufuhrkanal den maßgeblichen Anteil zum gesamten Partikelaustrag beisteuert und daher so weit wie möglich reduziert werden muss. Eine solche Reduktion ist, unter der Annahme der Beibehaltung des gasgespülten Systems, theoretisch durch folgende Möglichkeiten zu erzielen:

- (1) Verkleinerung bzw. im günstigsten Fall Vermeidung des Totvolumens im Bereich der Gaszufuhr, vgl. [65].
- (2) Gezielte Verdünnung des Gaszufuhrkanals mit magerem Gemisch.
- (3) Durchspülung des Gaszufuhrkanals mit magerem Gemisch.

Hinsichtlich Partikelminimierung wäre Ansatz (1) vielversprechend, jedoch ist so eine Maßnahme aus anderweitigen Gründen oftmals nicht umsetzbar. Ein Heranführen des Gasventils an die Vorkammer zur Verkürzung des Gaszufuhrkanals kann sowohl durch geometrische als auch festigkeitstechnische Gründe limitiert sein. Außerdem sind der Veränderung von Kanalform und -querschnitt in Bezug auf die Gemischbildung in der Kammer beim Spülvorgang Grenzen gesetzt.

Durch eine entsprechend angepasste Vorkammergeometrie könnte nach Ansatz (2) die Strömung in der Kammer während des Verdichtungstaktes so gestaltet werden, dass mehr mageres Gemisch aus dem Hauptbrennraum in Richtung des Gaszufuhrkanals strömt und somit eine verbesserte Verdünnung desselbigen erzielt wird. Global gesehen würde sich dadurch bis zum Zündzeitpunkt ein Gemisch mit höherem Luftverhältnis im Kanal einstellen. Es ist allerdings zu erwarten, dass mangels einer freien Abströmmöglichkeit trotzdem eine fette Zone nahe dem Gasventil verbliebe. Die gewünschte Homogenisierung über das gesamte Volumen scheint daher praktisch schwer umsetzbar zu sein.

Zur Vermeidung der genannten Unzulänglichkeiten ist eine Lösung nach Ansatz (3) zu bevorzugen. Eine Durchspülung des Gaszufuhrkanals mit magerem Gemisch nach Abschluss des eigentlichen Spülvorganges hat das Potential, kraftstoffreiche Zonen am Gasventil wirkungsvoll zu unterbinden.

Als mögliche Umsetzung ist die Verwendung eines zusätzlichen Gasventils, welches so angeordnet ist, dass es ebenfalls in den Gaszufuhrkanal mündet, denkbar. Damit kann eine Ausspülung des Kanals mit sehr magerem Gemisch bzw. im Extremfall Luft realisiert werden. Hinsichtlich Partikelemissionen lässt so eine Lösung gute Ergebnisse erwarten, führt jedoch in der Praxis zu einer deutlich erhöhten Systemkomplexität, wie etwa der Vorschlag einer kombinierten Spülmöglichkeit in der *WO 2011/015329 A1* [40] zeigt. Nicht zu vergessen ist der erweiterte Platzbedarf, was insbesondere bei einem gegebenen Zylinderkopf eine wesentliche Einschränkung darstellen kann.

Bedeutend praktikabler ist daher eine Spülmethode, die keinen erhöhten Systemaufwand erfordert. Beim Vorkammermotor bietet sich dazu die Tatsache an, dass sich die zwei Brennräume ständig im Druckgleichgewicht befinden. Die natürlich im Motorbetrieb vorhandenen Druckgefälle können genutzt werden, um eine Durchströmung eines zusätzlichen mit den Brennräumen kommunizierenden Kanals zu verursachen. Im Falle einer günstigen Kanalführung ist damit eine Ausspülung des Gaszufuhrkanals denkbar.

Im Vergleich zu einem System mit mehreren Gasventilen ist der beschriebene Ansatz hinsichtlich des Nutzen-Aufwand-Verhältnisses äußerst vielversprechend, falls tatsächlich rein auf Basis eines einzigen zusätzlichen Kanals eine bedeutende Reduzierung der Partikelemissionen möglich ist. Die folgenden Ausführungen zeigen die Untersuchungen zur Realisierbarkeit des Konzeptes.

### 5.2.4.1 Steigleitungsspülung

Nachdem sich im Verdichtungstakt ein Druckgefälle vom Hauptbrennraum zur Vorkammer einstellt, ist es naheliegend, den Spülkanal so zu integrieren, dass er Hauptbrennraum und Gaszufuhrkanal verbindet. Neben der Hauptströmung im Überströmkanal der Vorkammer soll somit auch im Spülkanal eine Strömung von magerem Gemisch aus dem Hauptbrennraum in die Vorkammer stattfinden. Als Ziel kann die Ausspülung der fetten Zone aus dem Gaszufuhrkanal in die Vorkammer, wo bessere Gemischbildungsbedingungen vorliegen, bis zum Zündzeitpunkt gesehen werden.

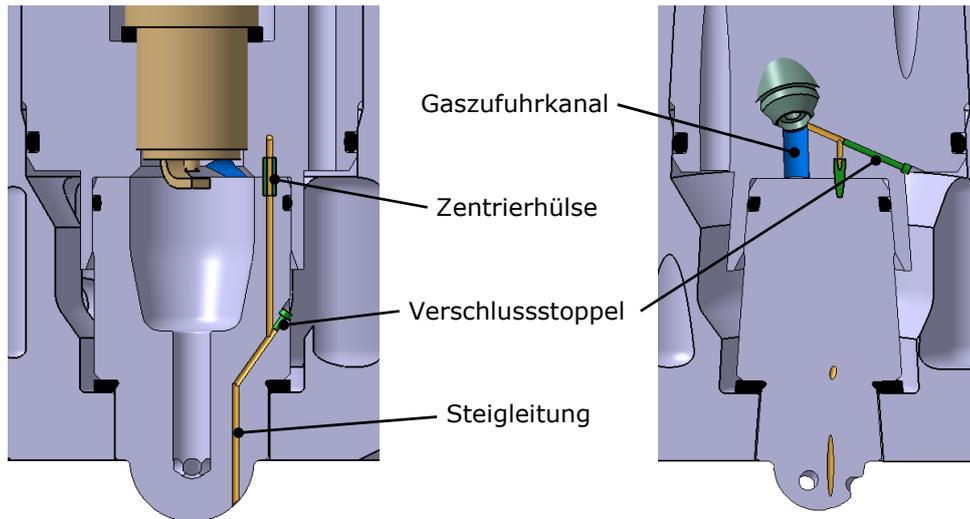
Es ist anzumerken, dass bereits technische Ausführungen von Verbrennungskraftmaschinen bekannt sind, wo zwei über eine Hauptverbindung kommunizierende Brennräume zusätzlich über einen oder mehrere weitere Kanäle miteinander verbunden sind<sup>1</sup>. Beispielsweise führt bei der *GB 436824 (A)* [53] und der *EP 0 276 193 B1* [37] jeweils ein Zusatzkanal von einem Hauptbrennraum in den Bereich einer Kraftstoffzufuhr für den Nebenbrennraum. Die Strömung, die sich im Verdichtungstakt im Kanal einstellt, wird genutzt, um eine verbesserte Aufbereitung des Kraftstoffes und dessen Einbringung in den Nebenbrennraum zu bewirken.

Zu Beginn der Untersuchungen war jedoch nicht klar, ob der mit einer solchen Kanalführung erzielbare Spüleffekt beim Gasmotor ausreicht, um eine weitgehend vollständige Beseitigung der fetten Zone im Gaszufuhrkanal zu erreichen. Eine wesentliche Einschränkung bei der Realisierung stellt die Randbedingung dar, dass weder die Gemischbildung in der Vorkammer noch der Entflammungsvorgang des Hauptbrennraumes negativ beeinflusst werden dürfen. Letzteres setzt zur Vermeidung eines relevanten Impulsverlustes der Flammenfackeln einen im Vergleich zum Überströmkanal kleinen Querschnitt des Spülkanals voraus. Gleichzeitig soll damit auch die Überspülung von Vorkammerngas in den Hauptbrennraum während der Ladungswechselphase gering gehalten werden. Eine bedeutende negative Beeinflussung des Arbeitsprozesses durch die Strömungsvorgänge im Spülkanal nach dem Zündzeitpunkt ist nicht zu erwarten.

In Abbildung 39 ist die Umsetzung des Spülkonzeptes am untersuchten Motor prinzipiell dargestellt. Die Verbindung von Hauptbrennraum und Gaszufuhrkanal wird durch fünf zusätzliche Bohrungen, drei in den Wandungen der Vorkammer und zwei in der Zündkerzenhülse, ermöglicht. In der ersten Ausführung beträgt der Bohrungsdurchmesser  $\varnothing = 1$  mm. Um eine gute Vergleichsbasis zur Ausgangsvariante zu gewährleisten, wurden keine Veränderungen an Brennraum- und Überströmgeometrie vorgenommen. Der Spülkanal wird entsprechend seiner Funktion im Verdichtungstakt im Weiteren als Steigleitung bezeichnet. Zur besseren Vorstellbarkeit veranschaulicht Abbildung 40 eine Prinzipdarstellung des zum Vorkammersystem zugehörigen Negativmodells.

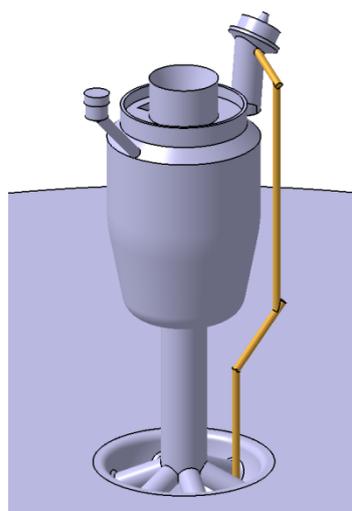
---

<sup>1</sup> Für weitere Informationen zu dieser Art der Kanalführung siehe auch [66]. Die dort als Stand der Technik charakterisierte Ausführung basiert auf den nachfolgend beschriebenen Untersuchungen. Es ist darauf hinzuweisen, dass sich der Ausdruck *Stand der Technik* dabei rein auf die ursprünglich bekannte Möglichkeit zur Vorsehung eines derartigen Kanals in einer Verbrennungskraftmaschine bezieht, nicht jedoch auf die spezifische Anwendung zur Partikelvermeidung in einem Gasmotor.



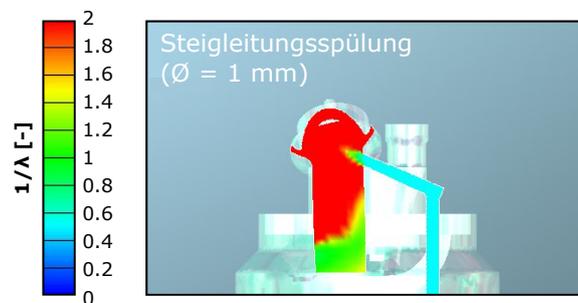
**Abbildung 39:** Prinzipdarstellung der konstruktiven Umsetzung der Steigleitungsspülung

Wie in den beiden Abbildungen ersichtlich ist, erstreckt sich die Leitungsführung über drei Dimensionen, was auf die konstruktiven Gegebenheiten zurückzuführen ist. Für potentielle Erweiterungen des Kanaldurchmessers erweist sich das Raumangebot als stark begrenzt. Die zwei zur Vorkammerachse geneigten Bohrungen werden jeweils nach außen hin mit einem Verschlussstoppel, der so dimensioniert ist, dass das Schadvolumen in der Leitung minimal ausfällt, verschweißt. Zwischen Vorkammer und Zündkerzenhülse erfolgt die Verbindung über eine Zentrierhülse. Diese stellt einen Abschnitt der Steigleitung dar und übernimmt neben der Ausrichtungsfunktion auch die Funktion der Abdichtung zur Vorkammer hin. Um ein möglichst gutes Spülergebnis zu erzielen, mündet die Leitung unmittelbar im Bereich des Vorkammerventils in den Gaszufuhrkanal.



**Abbildung 40:** Prinzipdarstellung des Negativmodells des Vorkammersystems mit Steigleitungsspülung

Abbildung 41 zeigt als Resultat der Spülung die Gemischzusammensetzung in einem Schnitt durch Gaszufuhrkanal und oberste Bohrung der Steigleitung zum Zündzeitpunkt. Man kann erkennen, dass mageres Gemisch bis in den Gaszufuhrkanal vordringt, was die grundsätzliche Funktionsfähigkeit des Spülkonzeptes bestätigt. Die erzielte Spülwirkung erscheint für eine wirkungsvolle Partikelreduktion allerdings deutlich zu gering.



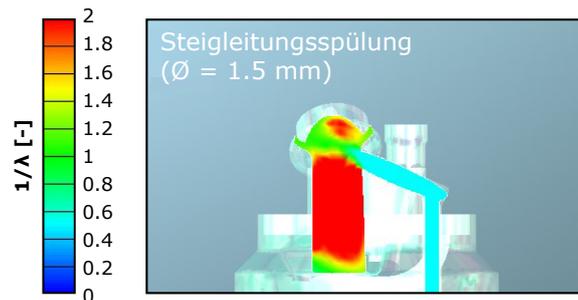
**Abbildung 41:** Spülergebnis der Steigleitungsspülung zum Zündzeitpunkt [81]

Unter der idealisierten Annahme, dass in der Steigleitung eine reibungsfreie, adiabate Strömung eines idealen Gases mit konstanten spezifischen Wärmekapazitäten vorliegt, verdeutlicht die Durchflussgleichung (13), siehe [62], welche Möglichkeiten sich theoretisch anbieten, um ein besseres Spülergebnis zu erzielen. Der Massenstrom  $\dot{m}$  in der Leitung mit der Einheit kg/s ist abhängig von der konstant angenommenen Querschnittsfläche  $A$  der Leitung, dem Druck  $p_0$  und der Dichte  $\rho_0$  im Hauptbrennraum sowie dem dimensionslosen Isentropenexponenten  $\kappa$ . Da es sich bei den im Verdichtungsstakt auftretenden Bedingungen jedenfalls um eine unterkritische Strömung handelt, entspricht  $p$  dem Druck im Gaszufuhrkanal.

$$\dot{m} = A \sqrt{2 p_0 \rho_0} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[ \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (13)$$

Die Vergrößerung von Dichte  $\rho_0$  und Druck  $p_0$  bzw. eine Verringerung des Druckverhältnisses  $p/p_0$ , was bis zum kritischen Druckverhältnis ebenso einen größeren Massenstrom zur Folge hätte, wäre nur durch eine Veränderung wesentlicher Motorparameter, wie z.B. durch eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses, erreichbar. Ein derartiger Eingriff in das Brennverfahren stellt keine Option zur Problemlösung dar. Der Isentropenexponent  $\kappa$  ist durch die Zylinderladung bestimmt. Als umsetzbare Maßnahme verbleibt infolgedessen nur eine Erweiterung des Leitungsquerschnittes  $A$ .

Grundsätzlich denkbar, in Gleichung (13) naturgemäß nicht aufscheinend, wäre eine Verkürzung der Leitungslänge, damit bereits zu einem früheren Zeitpunkt mageres Gemisch den Gaszufuhrkanal erreicht. Die konstruktiven Möglichkeiten lassen diesbezüglich jedoch keine relevanten Verbesserungen erwarten.



**Abbildung 42:** Spülergebnis der Steigleitungsspülung mit erweitertem Durchmesser zum Zündzeitpunkt [81]

Somit wurde der Bohrungsdurchmesser auf  $\varnothing = 1.5$  mm erweitert, was die Grenze unter den gegebenen geometrischen Bedingungen darstellt. Die in Abbildung 42 ersichtliche Gemischverteilung im Gaszufuhrkanal zum Zündzeitpunkt für diese Variante belegt die Wirksamkeit der Maßnahme, allerdings erscheint die verbleibende fette Zone für eine ausreichende Verminderung der Partikelemissionen nach wie vor zu groß.

#### 5.2.4.2 Venturispülung

Aus Mangel an aussichtsreichem Optimierungspotential der Steigleitungsspülung wurde im nächsten Schritt nach einer vorteilhafteren Kanalführung gesucht. Da die im Hinblick auf die theoretischen Möglichkeiten bereits genannten Einschränkungen wenig Spielraum offenlassen, zielte diese Vorgehensweise auf die Nutzbarmachung eines eventuell im Motor vorhandenen größeren Druckgefälles, d.h. auf eine Verringerung des Verhältnisses  $p/p_0$ , ab.

Als neuartiges Konzept wurde schließlich ein Ansatz untersucht, bei dem der Spülkanal nicht in den Hauptbrennraum sondern in den Überströmkanal der Vorkammer mündet. Es sei an dieser Stelle vorweggenommen, dass diese Art der Ausführung eines Vorkammersystems aufgrund der positiven erzielten Ergebnisse zum Patent angemeldet wurde, worauf bereits die Erteilung eines Patents unter der Nummer AT 509 876 B1 [66] erfolgte.

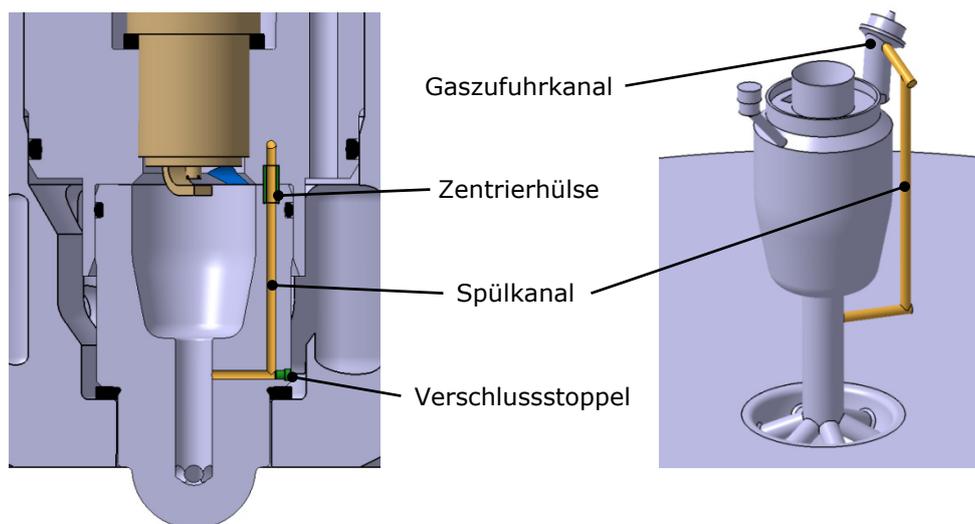
Im Überströmkanal bewirken die hohen im Verdichtungstakt auftretenden Strömungsgeschwindigkeiten von magerem Gemisch aus dem Hauptbrennraum eine relative Verminderung des statischen Drucks am Gesamtdruck. Dadurch sollte sich im günstigsten Fall ein für die Spülung des Gaszufuhrkanals ausreichendes Druckgefälle vom Gaszufuhrkanal zum Überströmkanal einstellen. Verglichen mit der Steigleitungsspülung ist daher eine Umkehr der Strömungsrichtung zu erwarten, d.h. in Gleichung (13) entsprechen Dichte  $\rho_0$  und Druck  $p_0$  den Bedingungen im Gaszufuhrkanal und  $p$  stellt den Druck im Überströmkanal dar.

Somit wird im eigentlichen Sinne keine Spülung, sondern vielmehr eine Absaugung der fetten Zone aus dem Gaszufuhrkanal angestrebt. Eine hinreichende Verringerung der Kraftstoffkonzentration im Kanal bis zum Zündzeitpunkt erfordert daher, dass sauerstoffreiches Gemisch aus der Vorkammer in den Kanal nachströmt. Demzufolge

müssen bereits deutlich vor dem Zündzeitpunkt entsprechende Bedingungen im Nahbereich des Kanals vorliegen, wodurch der Gemischbildung in der Kammer eine bedeutende Rolle zukommt.

Ein solches Konzept weist im Vergleich zur Steigleitungsspülung prinzipielle Vorteile auf. Die Kanalführung bedingt eine vollkommene Entkopplung des Hauptbrennraumes von den Strömungsvorgängen im Spülkanal. Dadurch kann ein direktes Überspülen von Vorkammergas in den Hauptbrennraum während der Ladungswechselphase vermieden werden. Das im Verdichtungsstakt aus dem Gaszufuhrkanal abgesaugte kraftstoffreiche Gemisch wird im Überströmkanal dem mageren Gemisch aus dem Hauptbrennraum zugeführt, wodurch ein positiver Effekt auf die Homogenisierung in der Vorkammer zu erwarten ist.

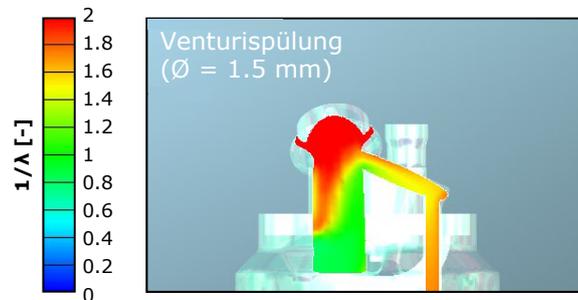
Da die Funktionsweise des Spülkonzeptes an jene einer Venturidüse, wie z.B. in Vergasern für Ottomotoren in Verwendung (vgl. etwa [25]), erinnert, wird es im Weiteren als Venturispülung bezeichnet. Theoretisch wäre natürlich auch im Überströmkanal eine Querschnittsverengung im Bereich der Spülkanalmündung denkbar, was eine Verstärkung des Spüleffektes bedingt durch eine weitere Reduzierung des statischen Drucks zur Folge hätte. Im Hinblick auf die Fertigung der Vorkammer ist allerdings ein zylindrischer Überströmkanal vorzuziehen.



**Abbildung 43:** Prinzipdarstellung der konstruktiven Umsetzung der Venturispülung

Abbildung 43 zeigt prinzipiell die konstruktive Umsetzung der Venturispülung am untersuchten Motor. Der Spülkanal ist im Vergleich zur Steigleitungsspülung fertigungstechnisch vorteilhaft, da nur vier Bohrungen notwendig sind und insbesondere auf die zwei Bohrungen mit schrägem Eintrittswinkel in die Vorkammerwandung verzichtet werden kann. Ansonsten entspricht die Ausführung einschließlich der Kanalführung in der Zündkerzenhülse jener der Steigleitungsspülung. Der Bohrungsdurchmesser beträgt vorerst  $\varnothing = 1.5$  mm. Wie auch bei der Steigleitungsspülung wurden keine Veränderungen an Brennraum- und Überströmgeometrie vorgenommen, um eine gute Vergleichbarkeit mit den anderen Varianten zu gewährleisten.

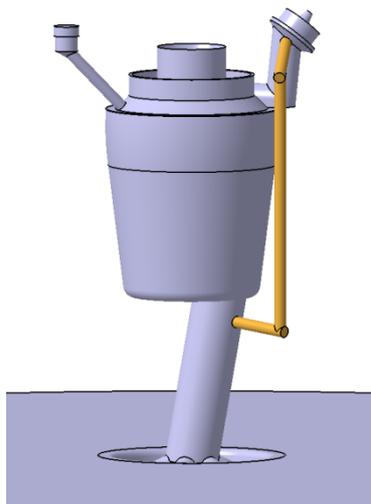
Die mit der Venturispülung erzielbare Gemischverteilung im Gaszufuhrkanal zum Zündzeitpunkt weist nach Abbildung 44 deutliche Vorteile im Vergleich zu den anderen Varianten auf, jedoch verbleibt nahe dem Gasventil nach wie vor eine fette Zone. Es ist zu erkennen, dass neben kraftstoffreichem Gemisch auch schon in etwa stöchiometrische Ladung aus der Vorkammer in den Spülkanal gesaugt wird, was die zu erwartende Funktionsweise des Konzeptes bestätigt.



**Abbildung 44:** Spülergebnis der Venturispülung zum Zündzeitpunkt [81]

#### 5.2.4.3 Venturispülung mit optimierter Vorkammergeometrie

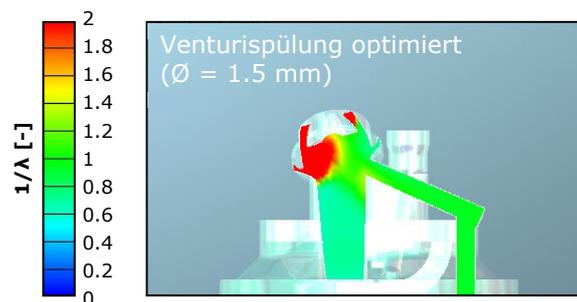
Obwohl die Venturispülung in Kombination mit der standardmäßig eingesetzten Vorkammer bereits eine annehmbare Verbesserung hinsichtlich Partikelemissionen erwarten lässt, wurde in einem weiteren Schritt eine Optimierung des Konzeptes auf Basis der Vorkammergeometrie durchgeführt, um die fette Zone weiter zu minimieren. Ziel dabei war es, die Vorkammer so zu gestalten, dass bereits möglichst früh im Verdichtungstakt mageres Gemisch aus dem Hauptbrennraum in den Bereich des Gaszufuhrkanals gelangt. Dadurch soll vermieden werden, dass in der ersten Phase des Spülvorganges kraftstoffreiches Gemisch in den Gaszufuhrkanal nachströmt.



**Abbildung 45:** Prinzipdarstellung des Negativmodells des für die Venturispülung optimierten Vorkammersystems

Die geometrische Anpassung des Systems erfolgte durch eine Schrägstellung des Überströmkanals zur Vorkammerachse, wobei dessen Mündung in die Vorkammer in Richtung des Gaszufuhrkanals orientiert ist. In diesem Zuge wurde auch die Geometrie des eigentlichen Vorkammerbrennraumes adaptiert. Abbildung 45 veranschaulicht die prinzipielle Ausführung dieser Venturispülung mit optimierter Vorkammergeometrie. Das Vorkammervolumen ist im Vergleich zur Basisvariante um ca. 20 % größer, der Bohrungsdurchmesser des Spülkanals beträgt vorerst  $\varnothing = 1.5$  mm.

Gemäß Abbildung 46 kann die mit der optimierten Venturispülung erreichbare Gemischverteilung im Gaszufuhrkanal bereits als hervorragendes Ergebnis angesehen werden. Zum Zündzeitpunkt ist nur mehr eine kleine kraftstoffreiche Zone in einem der Spülkanalmündung fernen Bereich des Gaszufuhrkanals lokalisierbar.



**Abbildung 46:** Spülergebnis der optimierten Venturispülung zum Zündzeitpunkt [81]

Auf Basis der Annahme, dass ein größerer Massenstrom durch den Gaszufuhrkanal das verbleibende fette Gemisch mitreißen könnte, wurde nochmals eine Erweiterung des Spülkanalquerschnittes, auf einen Durchmesser von  $\varnothing = 2$  mm, vorgenommen. Da eine Kanalerweiterung unter den gegebenen geometrischen Bedingungen nicht möglich war, mussten zusätzlich konstruktive Änderungen an Zündkerzenhülse und Außengeometrie der Vorkammer durchgeführt werden. Das Spülergebnis in Abbildung 47 scheint jedoch den Aufwand zu rechtfertigen. Abgesehen von den Spalten am Vorkammerngasventil kann die gesamte fette Zone bis zum Zündzeitpunkt aus dem Gaszufuhrkanal abgesaugt werden.



**Abbildung 47:** Spülergebnis der optimierten Venturispülung mit erweitertem Durchmesser zum Zündzeitpunkt [81]

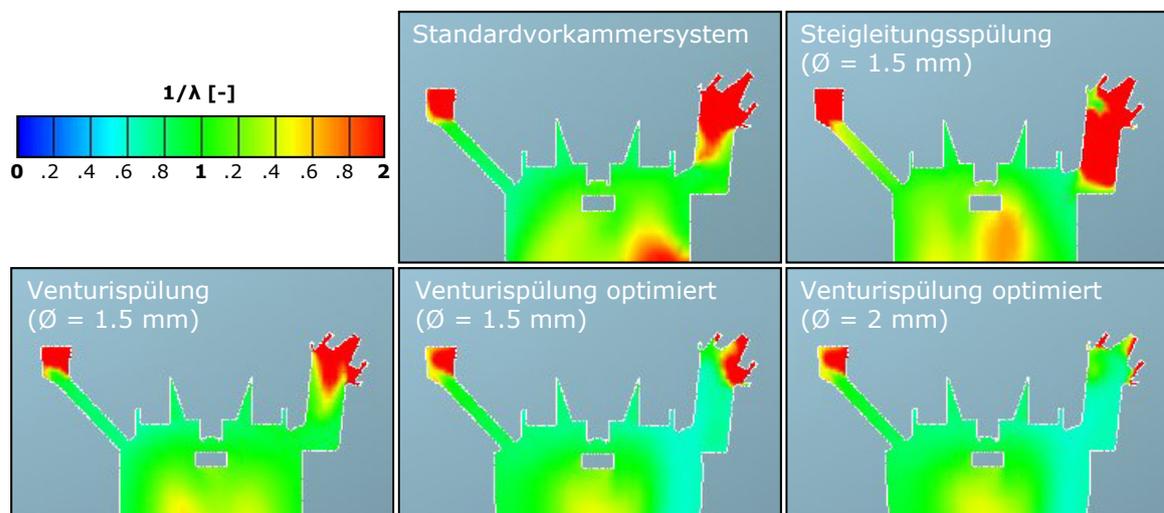
Trotz der guten Aussichten hinsichtlich Partikelemissionen ist bei dieser Variante zu bedenken, dass die vorgenommenen Änderungen an Vorkammer- und Überströmgeometrie einen unmittelbaren Einfluss auf den Verbrennungsprozess in der Kammer haben. Im Vergleich zur Basisvorkammer ist jedenfalls mit veränderten Gemischbildungsbedingungen und Strömungsgeschwindigkeiten an der Zündkerze zu rechnen.

Eine Vorkammer mit asymmetrisch ausgerichtetem Überströmkanal wurde etwa von Laiminger [50] im Zusammenhang mit einem ungespülten Vorkammerbrennverfahren bereits untersucht. Er bezweckt damit die Erzeugung eines Wirbels in der Kammer, um Gemischbildung, d.h. die Homogenisierung von frischer Ladung und Restgas, und Zündbedingungen zu verbessern.

Bedingt durch die Wirbelbildung sind auch beim gasgespülten Konzept Vorteile bei der Gemischbildung zu erwarten. Außerdem verursacht die Schrägstellung des Überströmkanals eine definierte Ladungsbewegung mit absehbar positiver Auswirkung auf die Verbrennungsstabilität, vgl. [50]. An der Zündkerze kann eine derart geänderte Prozessführung allerdings negative Effekte bewirken, wie spätere Ausführungen noch verdeutlichen werden.

#### 5.2.4.4 Vergleich der Varianten

Abbildung 48 zeigt zusammenfassend eine Gegenüberstellung der mit den verschiedenen Spülvarianten jeweils erzielbaren Abmagerung des Gaszufuhrkanals verglichen mit dem Standardvorkammersystem. Es sei noch einmal darauf hingewiesen, dass alle Simulationen auf einem Motorbetriebspunkt mit einer Vorkammerenergie von  $E_{VK} = 1\%$  basieren. Aufgrund der vielfältigen Variationsparameter am realen Motor sind die Ergebnisse grundsätzlich als rein qualitativ zu betrachten.



**Abbildung 48:** Vergleich der Gemischverteilung der Varianten zum Zündzeitpunkt [81]

Beim Vergleich der Spülkonzepte mit gleichem Durchmesser des Spülkanals von  $\varnothing = 1.5\text{ mm}$  ist ausgehend von der Steigleitungsspülung bis hin zur optimierten Venturispülung eine massive Verringerung von kraftstoffreichem Gemisch mit  $\lambda \leq 0.5$

im Gaszufuhrkanal auszumachen. Für die optimierte Venturispülung mit einem Kanaldurchmesser von  $\varnothing = 2$  mm lässt auch der hier gezeigte Schnitt eine praktisch vollständige Beseitigung der partikelkritischen Zone erkennen. Es ist allerdings zu bedenken, dass die Varianten mit Basisvorkammer bei größerem Kanalquerschnitt ebenfalls bessere Ergebnisse erwarten lassen.

Die im Vergleich zum Standardvorkammersystem größere fette Zone der Steigleitungsspülung ist vermutlich darauf zurückzuführen, dass äußerst fettes Gemisch vom Gasventil weg gespült wird, welches aber aufgrund des zu geringen Spüleffektes nicht bis in die Vorkammer gelangt. Im Gaszufuhrkanal findet eine Mischung mit einer kleinen Menge an sauerstoffreicherem Gas aus Vorkammer und Steigleitung statt. Bedingt durch die geringe Verdünnung werden so einerseits die extrem fetten Zonen eliminiert, andererseits nimmt die Gesamtmenge an Gemisch mit einem Luftverhältnis von  $\lambda \leq 0.5$  trotzdem zu.

### 5.2.5 Experimentelle Untersuchung der Varianten

Für die experimentelle Bewertung der Varianten am Einzylinder-Forschungsmotor wurde schließlich für alle drei Spülkonzepte ein Kanaldurchmesser von  $\varnothing = 2$  mm gewählt. Dadurch sollte einerseits der Vergleich rein auf das Spülverfahren reduziert werden, andererseits war eine Durchführung aller Versuche mit derselben aufwändig zu fertigenden Zündkerzenhülse möglich.

Der relativ große Spülkanaldurchmesser und die angepasste Vorkammergeometrie der optimierten Venturispülung machten es erforderlich, neben den Partikelemissionen auch Einflüsse auf den Arbeitsprozess sowie die Zündkerzentemperatur im Vergleich zum Standardvorkammersystem zu beurteilen. Ausgehend von den bisherigen Erkenntnissen hätte von einer Vermessung der Steigleitungsspülung abgesehen werden können, da gegenüber der Venturispülung keine Vorteile zu erwarten sind. Es schien jedoch interessant, ob durch die vermutete geringfügige Anhebung des Luftverhältnisses der fetten Zone eine relevante Verminderung der Partikelemissionen möglich ist.

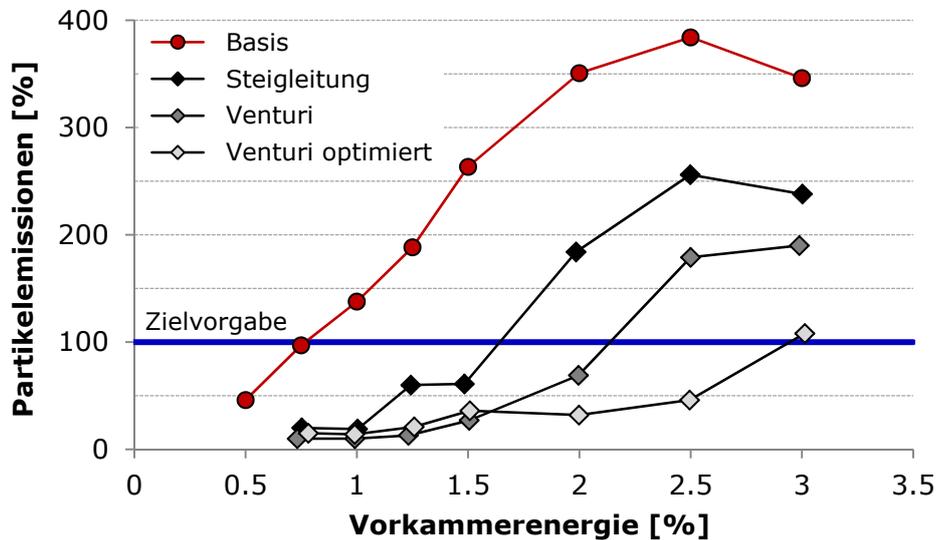
Es sei noch einmal darauf hingewiesen, dass in Kapitel 5.2.2 die wesentlichen Randbedingungen zu den nachfolgend diskutierten Versuchsergebnissen angeführt sind.

#### 5.2.5.1 Einfluss der Vorkammerenergie auf die Partikelemissionen

In Abbildung 49 sind die Partikelemissionen der Spülkonzepte über einer Variation der Vorkammerenergie im Vergleich zum Standardvorkammersystem dargestellt. Dabei entspricht die Kurve der Basisvermessung dem mittleren Verlauf aus Abbildung 37.

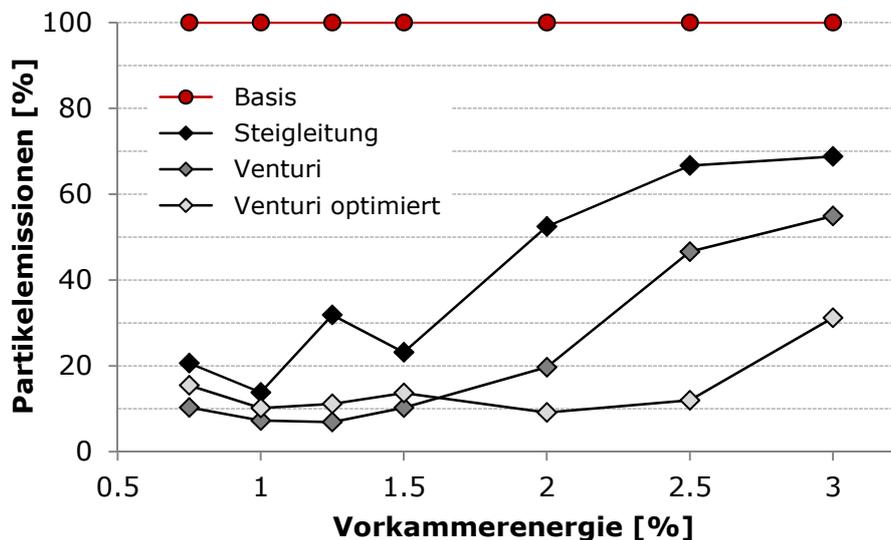
Alle Spülvarianten zeigen gegenüber der Basisvariante eine signifikante Reduktion des Emissionsniveaus. Der Vergleich untereinander bestätigt die erwarteten Trends. Überraschend ist, dass bereits mit der Steigleitungsspülung die Zielvorgabe bis zu einer Vorkammerenergie von  $E_{VK} = 1.5$  % erreicht wird. Somit scheint tatsächlich eine nur geringfügige Erhöhung des Luftverhältnisses der fetten Zone im Gaszufuhrkanal

bedeutende Auswirkungen auf die Partikelbildung zu haben<sup>1</sup>. Die Venturispülung ermöglicht es, die Zielvorgabe im gesamten als besonders relevant definierten Vorkammerenergiebereich, siehe Kapitel 5.2.3, einzuhalten. Kombiniert mit der optimierten Vorkammergeometrie liegt nur die Messung mit  $E_{VK} = 3\%$  geringfügig über dem Grenzwert.



**Abbildung 49:** Partikelemissionen der Spülkonzepte im Vergleich zur Basisvariante

Die prozentuelle Partikelemissionsreduktion der Spülkonzepte bezogen auf die Basisvariante für jeweils gleiche Vorkammerenergie ist in Abbildung 50 veranschaulicht.



**Abbildung 50:** Partikelemissionsreduktion der Spülkonzepte bezogen auf die Basisvariante bei jeweils gleicher Vorkammerenergie

<sup>1</sup> In Bezug auf die Gemischverteilung der Steigleitungsspülung nach Abbildung 48 ist hier allerdings der Einfluss des erweiterten Leitungsdurchmessers zu berücksichtigen.

Es ist zu erkennen, dass beide Venturivarianten im Bereich kleiner Vorkammerenergieanteile eine etwa neunzigprozentige Verminderung des Partikelausstoßes bewirken, die optimierte Spülung sogar bis einschließlich  $E_{VK} = 2.5 \%$ . Dass die Emissionen letzterer bis  $E_{VK} = 1.5 \%$  geringfügig über jenen der Venturispülung mit Basisvorkammer liegen, ist in Anbetracht der Messsystembewertung in Kapitel 5.2.3 vermutlich auf Messunzulänglichkeiten zurückzuführen.

Auf Basis der beiden Diagramme können wesentliche Erkenntnisse zur Partikelentstehung im Motor sowie zu den Wirkungsweisen der Spülvarianten gewonnen werden:

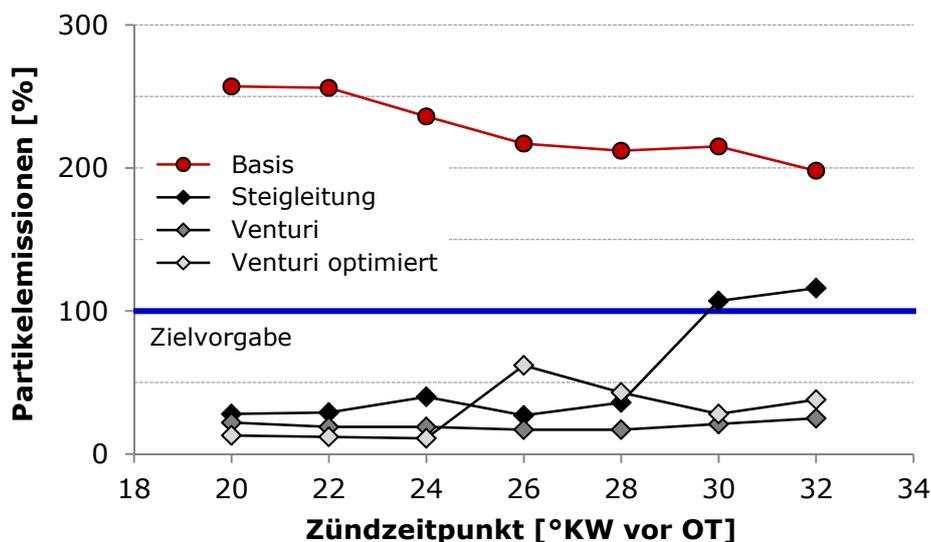
- Die Spülkonzepte mit Basisvorkammer bewirken ausschließlich im Gaszufuhrkanal eine relevante Beeinflussung der Gemischzusammensetzung. Damit beweist die erzielte Partikelemissionsreduktion, dass beim Standardvorkammersystem bei kleinen Vorkammerenergieanteilen bis  $E_{VK} \approx 1.5 \%$  beinahe die gesamte ausgetragene Partikelmasse im Gaszufuhrkanal gebildet wird.
- Aus welchen Bereichen im Motor die Partikelemissionen bei Einsatz der Spülvarianten bei kleinen Vorkammerenergieanteilen stammen, ist anhand der Daten nicht eruierbar. Möglicherweise trägt nach wie vor der Gaszufuhrkanal einen Anteil bei. Das scheint vor allem bei der Steigleitungsspülung denkbar, aber auch bei den Venturikonzepten könnte insbesondere fettes Gemisch in den Spalten am Gasventil Partikel verursachen. Vom Standpunkt der Basisvariante kann jedenfalls der Schluss gezogen werden, dass maximal in etwa 10 % der Emissionen aus dem Drucksensorkanal und der Vorkammer selbst resultieren.
- Bei zunehmender Vorkammerenergie ergibt sich auch mit den Spülkonzepten ein Trend zu höheren Partikelemissionen. Einerseits kann das auf eine verschlechterte Spülung des Gaszufuhrkanals zurückgeführt werden, andererseits ist nicht auszuschließen, dass die Vorkammer bedingt durch deren Anfettung selbst einen relevanten Anteil beisteuert.
- Im Vergleich zur optimierten Venturispülung lässt der steilere Kurvenverlauf der beiden anderen Konzepte darauf schließen, dass primär die verschlechterte Spülung bei zunehmender Vorkammerenergie für den Emissionsanstieg verantwortlich ist. Bei dieser Betrachtung darf allerdings der Einfluss der Vorkammergeometrie nicht außer Acht gelassen werden. Die günstigeren Gemischbildungsbedingungen der asymmetrischen Vorkammer könnten gegenüber der Basisvorkammer Vorteile hinsichtlich Partikelemissionen aus der Kammer bewirken.
- Im eigentlichen Sinne kann bei der Steigleitungsspülung bei zunehmender Vorkammerenergie nicht von einer Verschlechterung der Spülung die Rede sein, da die Zufuhr von magerem Gemisch aus dem Hauptbrennraum in den Gaszufuhrkanal nicht beeinträchtigt wird. Nachteilig dürfte sich auswirken, dass von Seite der Vorkammer ein geringerer Verdünnungseffekt stattfindet.
- Bei den Venturivarianten ist davon auszugehen, dass sich die Spülung mit zunehmender Vorkammerenergie deshalb verschlechtert, weil aus der Vorkammer vermehrt kraftstoffreiches Gemisch in den Gaszufuhrkanal gesaugt wird. Dieser Effekt ist wahrscheinlich die Hauptursache für das vergleichsweise gute Abschneiden der optimierten Venturispülung, da diese mit ihrer gerichteten Strömung in der Vorkammer genau das verhindern soll.

### 5.2.5.2 Einfluss des Zündzeitpunktes auf die Partikelemissionen

Die Bewertung der Effektivität der Spülkonzepte in Abhängigkeit vom Zündzeitpunkt ist von Interesse, da der Zündzeitpunkt unmittelbar die zur Spülung zur Verfügung stehende Zeit beeinflusst. Wird sehr früh gezündet, besteht die Möglichkeit, dass keine ausreichende Abmagerung des Gaszufuhrkanals erreicht werden kann.

Abbildung 51 zeigt einen Vergleich der über einer Zündzeitpunktvariation ermittelten Partikelemissionen der drei Spülvarianten sowie der Basisvariante bei einer Vorkammerenergie von  $E_{VK} = 1.25\%$ . Die untersuchten Zündzeitpunkte decken dabei einen für den Motor bei verschiedenen Konfigurationen und Betriebspunkten üblichen Bereich ab.

Je früher der Zündzeitpunkt, desto magerer muss der Motor unter den gegebenen Randbedingungen (konstante  $\text{NO}_x$ -Emissionen) betrieben werden. Das bedingt ein höheres Luftverhältnis der Ladung in der Vorkammer im Verdichtungstakt, wodurch sich für alle Varianten ein positiver Einfluss auf die Abmagerung des Gaszufuhrkanals ergibt. Außerdem wirkt sich die Variation in bedeutendem Maße auf die Verläufe von Druck und Temperatur in den Brennräumen aus.



**Abbildung 51:** Einfluss des Zündzeitpunktes auf die Partikelemissionen

Die Basisvariante weist einen Trend zu geringeren Partikelemissionen bei früheren Zündzeitpunkten auf. Daher spielt beim Standardvorkammersystem das im Rahmen der Zündzeitpunktvariation veränderliche Zeitfenster, in der eine Verdünnung des Gaszufuhrkanals stattfindet, eine untergeordnete Rolle. Ausschlaggebend für den geringeren Partikelaustrag könnten neben dem sauerstoffreicheren Gemisch in der Vorkammer generell bessere Oxidationsbedingungen durch das höhere Gesamtluftverhältnis und die geringere Drucküberhöhung in der Vorkammer während der Entflammungsphase, vgl. Kapitel 4.2.1, sein.

Die Partikelemissionen der optimierten Venturispülung entsprechen bei den Zündzeitpunkten von 26 und 28 °KW vor OT weder dem Trend noch den Erwartungen und sind daher als Ausreißer zu beurteilen. Unter dieser Annahme weisen alle Spülkon-

zepte bei Zündzeitpunkten früher als 26 °KW vor OT einen steigenden Emissionsverlauf auf. Hinsichtlich Luftverhältnis, Druck und Temperatur in den Brennräumen sind die Bedingungen bei den Spülvarianten bei gleichem Zündzeitpunkt ähnlich jenen bei der Basisvariante. Somit kann die für den Spülvorgang zur Verfügung stehende Zeit als Haupteinflussgröße für das Verhalten identifiziert werden.

Während der Effekt bei den Venturikonzepten bezüglich Zielvorgabe nicht von Bedeutung ist, sind die Partikelemissionen bei der Steigleitungsspülung bei den zwei frühesten Zündzeitpunkten zu hoch. Dass es sich bei dem sprunghaften Anstieg nicht um Ausreißer handelt, konnte durch eine weitere Messreihe, durchgeführt unter ähnlichen Randbedingungen, bestätigt werden.

Der zum Teil große Einfluss von wenigen Grad Kurbelwinkel auf das Spülergebnis und damit auf die Partikelemissionen scheint plausibel, wenn man bedenkt, dass sich die höchsten Strömungsgeschwindigkeiten im Überströmkanal zeitlich gesehen etwa um den Zündzeitpunkt einstellen, vgl. [76]. Entsprechend werden die Geschwindigkeiten in den Spülkanälen in dieser Phase ihr Maximum aufweisen. Bereits eine geringe Verkürzung der Spüldauer kann somit bewirken, dass hinsichtlich Partikelvermeidung eine entscheidende Menge an magerem Gemisch zur Verdünnung des Gaszufuhrkanals fehlt.

### 5.2.5.3 Einflüsse weiterer Betriebsparameter auf die Partikelemissionen

Zusätzlich zur Variation der bezüglich des Spülergebnisses besonders wichtigen Größen Vorkammerenergie und Zündzeitpunkt wurden Einflüsse weiterer Motorbetriebsparameter experimentell untersucht. Nachstehend sind die wesentlichen Ergebnisse kompakt zusammengefasst.

- Variation der  $\text{NO}_x$ -Emissionen von  $1000 \text{ mg/m}_n^3$  bis zur Aussetzergrenze<sup>1</sup>: Die Basisvariante weist mit sinkendem  $\text{NO}_x$ -Niveau eine Verringerung der Partikelemissionen auf, welche dennoch im gesamten Bereich über der Zielvorgabe liegen. Da sich bei gleicher Vorkammerenergie mit der Abmagerung des Hauptbrennraumes auch das Luftverhältnis in der Vorkammer erhöht, ist dieser Trend plausibel. Bei beiden Venturivarianten sind die Emissionen durchwegs deutlich unter dem Grenzwert. Ein stark fallender Trend mit abnehmenden  $\text{NO}_x$ -Emissionen ist bei der Steigleitungsspülung feststellbar, wobei sich der Partikelaustrag bei  $\text{NO}_x = 1000 \text{ mg/m}_n^3$  noch geringfügig über dem Zielbereich befindet.
- Variation des indizierten Mitteldrucks von  $p_i = 21.5$  bis  $27.5$  bar: Vermessen wurden alle Varianten mit Basisvorkammer. Die Partikelemissionen der beiden Spülkonzepte bewegen sich ohne merklichen Trend auf sehr niedrigem Niveau. Jene der Basisvariante weisen eine steigende Tendenz mit zunehmender Last auf, die Zielvorgabe wird durchwegs klar überschritten.
- Bewertung der Wirksamkeit der Zumischung von Luft zum Vorkammerngas: Die Motivation einer Gemischspülung, vgl. Kapitel 5.1.2, im Hinblick auf die Partikel-

---

<sup>1</sup> Weitere Messpunkte bei  $\text{NO}_x$ -Emissionen von  $500$ ,  $380$  und  $250 \text{ mg/m}_n^3$ .

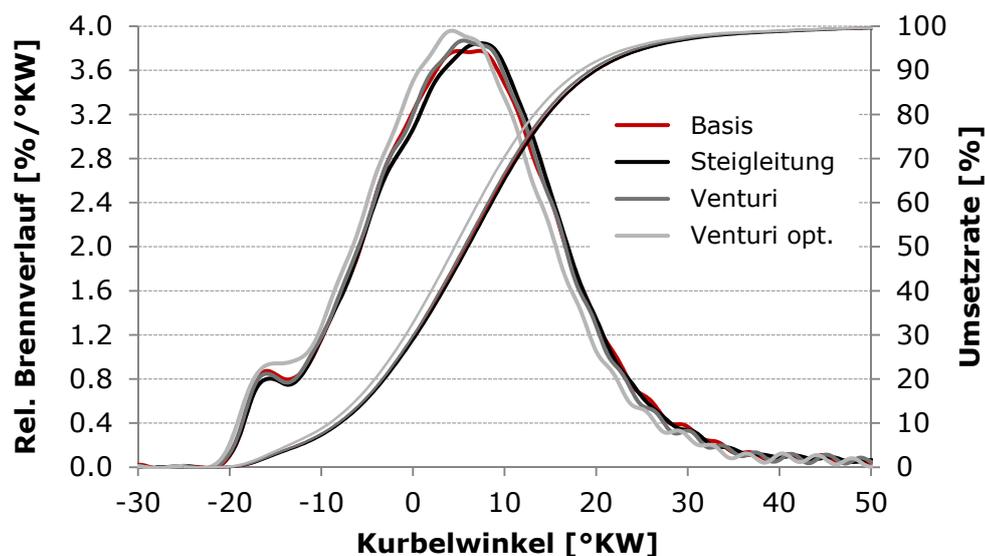
emissionen liegt darin, den Kraftstoff bereits derart aufbereitet in die Vorkammer einzubringen, dass fette Zonen, in denen es zur Partikelbildung kommen kann, von vornherein vermieden werden. In der Praxis besteht jedoch das Problem, dass der zum Vorkammergas zumischbare Luftanteil in einem für Gasspülung optimierten System stark begrenzt ist. Bei zu hohem Luftanteil ergeben sich negative Auswirkungen auf die Entflammung des Hauptbrennraumes und es kann zu Zündaussetzern kommen. Für die untersuchte Motorkonfiguration kann der geeignete Luftverhältnisbereich des Vorkammergemisches auf etwa  $\lambda < 0.2$  eingegrenzt werden.

Eine Vermessung der Varianten mit einem Luftmassenanteil im Vorkammergemisch von 40 % zeigt bei der Basisvariante zwar tendenziell eine Verminderung der Partikelemissionen, die Erreichung der Zielvorgabe im gesamten als besonders relevant definierten Vorkammerenergiebereich ist aber nicht möglich. Bei den Spülkonzepten verringern sich die Emissionen vor allem bei hohen Vorkammerenergieanteilen in beachtlichem Ausmaß.

Unter Berücksichtigung, dass die Realisierung einer eigenen Gemischbildungseinheit für das Vorkammergemisch an einem Vollmotor zu einer bedeutenden Erhöhung der Systemkomplexität führt, steht der erzielte Nutzen der Gemischspülung hinsichtlich Partikelemissionen in einem ungünstigen Verhältnis zum notwendigen Aufwand. Das umso mehr, als bereits mit den Venturikonzepten alleine eine ausreichende Verminderung der Emissionen möglich ist.

#### 5.2.5.4 Einflüsse der Spülkonzepte auf den Arbeitsprozess

Wie oben erwähnt, wurde eine Analyse durchgeführt, welche die Auswirkungen der drei Spülkonzepte auf den Arbeitsprozess beleuchtet. Neben der zentralen Fragestellung, ob die Spülkanäle den Entflammungsvorgang negativ beeinflussen, waren die Folgen der geänderten Vorkammergeometrie der optimierten Venturispülung von Interesse.

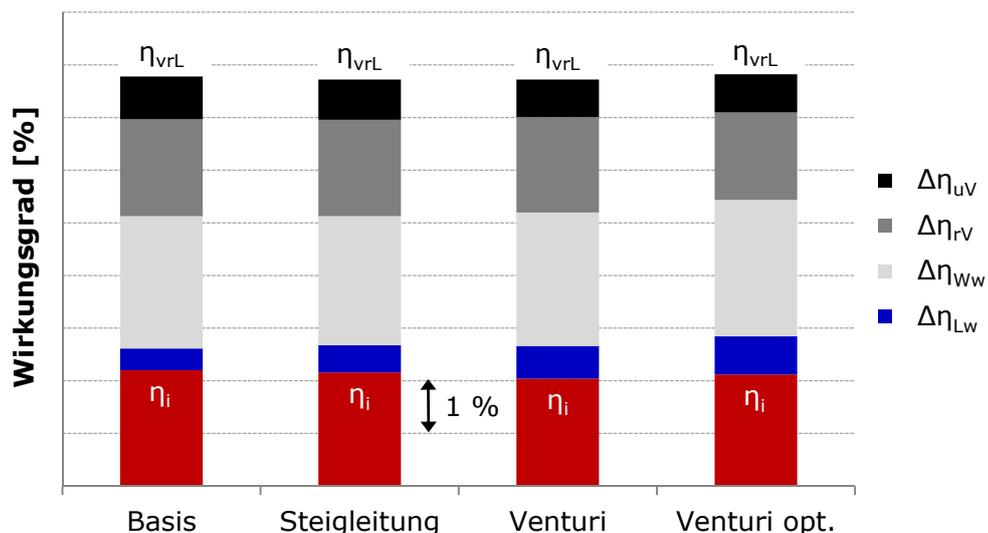


**Abbildung 52:** Brennverläufe der Spülkonzepte im Vergleich zur Basisvariante

In Abbildung 52 ist beispielhaft ein Vergleich der relativen Brennverläufe und Umsetzraten dargestellt. Dabei entspricht der zugrunde liegende Motorbetriebspunkt den bereits angeführten Randbedingungen. Zwischen den Varianten mit Basisvorkammer sind nur sehr geringe Unterschiede feststellbar. Die Umsetzraten zeigen einen nahezu deckungsgleichen Verlauf, was als Resultat der ähnlich ablaufenden ersten Verbrennungsphase zu werten ist. Folglich ist der Einfluss der Spülkanäle auf den Entflammungsvorgang gering.

Die etwas größere Abweichung des Brennverlaufes beim Konzept mit optimierter Venturispülung kann daher auf dessen Vorkammergeometrie zurückgeführt werden. Ursache der intensiveren Energieumsetzung am Brennbeginn dürfte neben den günstigeren Gemischbildungsbedingungen in der Vorkammer vor allem das um 20 % größere Kammervolumen sein. Gegenüber den anderen Varianten ergibt die schnellere Verbrennung eine um ca. 1 °KW frühere Schwerpunktslage.

Die zu den Brennverläufen gehörigen Verlustteilungen in Abbildung 53 verdeutlichen, dass mit der asymmetrischen Vorkammer im Endeffekt kein Vorteil lukrierbar ist. Zwar fällt der Verlust durch realen Verbrennungsablauf geringfügig niedriger aus als bei den anderen Konfigurationen, das wird jedoch durch etwas größere Verluste durch Wärmeübergang und realen Ladungswechsel kompensiert. Somit liegt der indizierte Wirkungsgrad aller Spülkonzepte auf dem Niveau der Basisvariante. Die geringen erkennbaren Differenzen bewegen sich innerhalb der Messtoleranz.



**Abbildung 53:** Verlustteilungen der Spülkonzepte im Vergleich zur Basisvariante

Es ist darauf hinzuweisen, dass unter anderen Randbedingungen bedeutendere Unterschiede zwischen den Systemen auftreten können. Beispielsweise wirken sich die Einflüsse von Vorkammergröße und -energie bei niedrigerem  $\text{NO}_x$ -Niveau stärker auf den Wirkungsgrad aus, vgl. Kapitel 5.1.3.

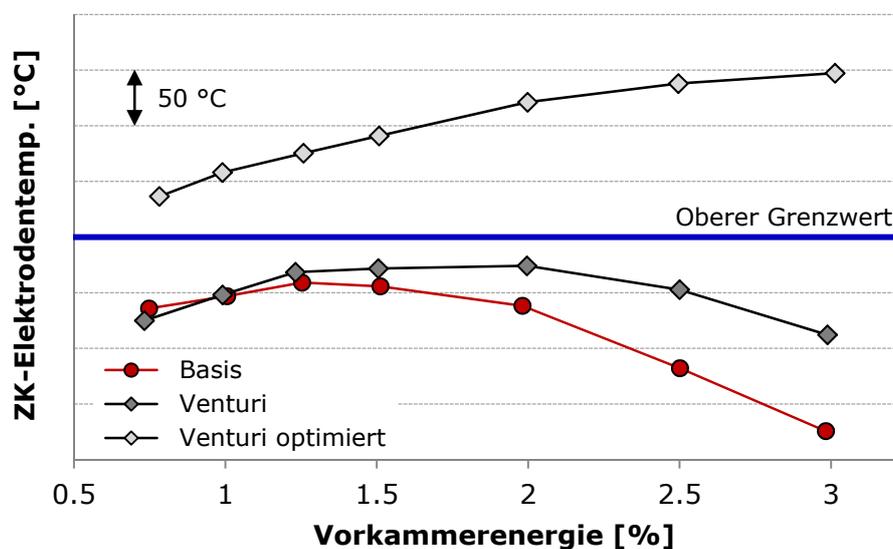
Bezüglich Verbrennungsstabilität ist die asymmetrische Vorkammer entsprechend den Erwartungen vorteilhaft. Das bestätigt der bei verschiedenen Messreihen jeweils ermittelte Variationskoeffizient des indizierten Mitteldrucks, welcher bei der optimierten Venturispülung im Allgemeinen niedriger ausfällt als bei den anderen

Konzepten. Tendenzielle Stabilitätsvorteile sind auch bei der Venturispülung mit Basisvorkammer festzustellen. Möglicherweise ist das auf den bereits genannten positiven Einfluss auf die Gemischhomogenisierung in der Vorkammer, bedingt durch die Zumischung des fetten Gases aus dem Gaszufuhrkanal in den Überströmkanal während der Verdichtungsphase, zurückzuführen.

### 5.2.5.5 Einflüsse der Spülkonzepte auf die Zündkerzentemperatur

Wie in Kapitel 2.3.2.3 erläutert, stellt die Zündkerze hinsichtlich Verschleiß ein sehr kritisches Bauteil dar. Beim untersuchten Motor bewegen sich die Temperaturen der Zündkerzenelektroden bei Verwendung des Standardvorkammersystems bereits in einem Bereich, der nicht wesentlich gesteigert werden darf, um akzeptable Standzeiten der Zündkerzen gewährleisten zu können. Daher erfordern neue Vorkammerkonzepte eine Vermessung der Elektrodentemperatur. Liegt diese über einem von Seiten des beteiligten Großgasmotorenherstellers vorgegebenen Grenzwert, muss von einem Einsatz im Serienmotor abgesehen werden.

Als Temperaturmesskerzen kamen modifizierte Serienzündkerzen, ausgestattet mit je einer Masselektrode, an der ein Thermoelement appliziert war, zum Einsatz. Abbildung 54 zeigt beispielhaft das Ergebnis einer Vermessung der Elektrodentemperatur beim Standardvorkammersystem sowie bei den beiden Venturivarianten über einer Variation der Vorkammerenergie.



**Abbildung 54:** Vergleich der Zündkerzenelektrodentemperatur

Im Falle der Venturispülung mit Standardvorkammer liegt die Temperatur der Masselektrode auf dem Niveau der Basisvariante und damit im Zielbereich. Nachdem sich die Brennverläufe der beiden Konfigurationen gemäß obiger Analyse nur geringfügig unterscheiden und davon auszugehen ist, dass durch den Spülkanal die Strömungsbedingungen in der Vorkammer während der Hochdruckphase nur unwesentlich verändert werden, entspricht das unter den gegebenen Randbedingungen den Erwartungen. Wie in Abbildung 55 für dieselben Messungen ersichtlich ist, besteht dabei ein nahezu linearer Zusammenhang zwischen der Elektrodentemperatur

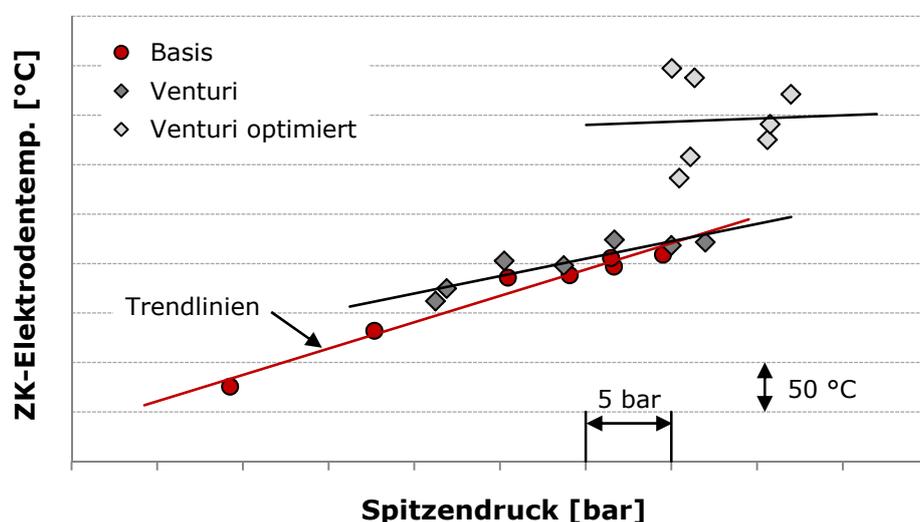
und dem Spitzendruck im Brennraum. Dahingegen existiert keine Korrelation zwischen der Temperatur und dem Vorkammerdifferenzdruck. Somit ist der Einfluss der ersten Verbrennungsphase vergleichsweise gering.

Die zunehmende Temperaturabweichung mit größer werdender Vorkammerenergie ist vermutlich auf zwei maßgebliche Ursachen zurückzuführen. Einerseits weist die Basisvariante im Bereich hoher Vorkammerenergieanteile etwas niedrigere Spitzendrücke auf, andererseits ist der durch die Spülung der Vorkammer mit Brenngas erzielte Kühleffekt während des Ladungswechsels zu berücksichtigen.

Untersuchungen von Thielemann et al. [76] belegen, dass etwa durch ein gezieltes Anströmen der Elektroden mit einem Teil des zugeführten Vorkammerngas während der Ladungswechselphase eine bedeutende Absenkung der Temperatur erreichbar ist.

Bei der Venturispülung könnte gegenüber der Basisvariante dadurch eine verringerte Kühlwirkung resultieren, dass nicht das gesamte Frischgas im Bereich der Elektroden in die Vorkammer strömt, da ein Teil über den Spülkanal dem Überströmkanal zugeführt wird. Nicht zu vergessen ist der Einfluss einer abweichenden Position der Masselektrode in der Vorkammer<sup>1</sup>, wodurch diese gegebenenfalls verschiedenartig vom Frischgas angeströmt wird. Da mit zunehmender Spülmenge grundsätzlich eine bessere Kühlwirkung zu erwarten ist, vgl. [76], sollten sich die Unterschiede zwischen den Varianten bei größeren Vorkammerenergieanteilen stärker auswirken.

Bei der Steigleitungsspülung wurde keine Vermessung der Elektrodentemperatur durchgeführt. Aufgrund der ähnlichen Bedingungen ist ebenfalls vom Temperaturniveau der Basisvariante auszugehen.



**Abbildung 55:** Spitzendruckabhängigkeit der Zündkerzenelektrodentemperatur

<sup>1</sup> Die Vermessung der beiden Varianten erfordert zwei verschiedene Zündkerzenhülsen, außerdem waren zwei Messzündkerzen in Verwendung. Beim Zusammenbau der Systeme ergibt sich daher im Allgemeinen eine unterschiedliche Position der Masselektrode, da der Gewindeanschnitt bei den jeweiligen Komponenten nicht notwendigerweise gleich ausgerichtet ist.

Im Gegensatz zu den Konzepten mit Basisvorkammer liegt die Zündkerzenelektroden-temperatur der optimierten Venturispülung über dem vorgegebenen Grenzwert. Interessanterweise ist hier keine Korrelation zum Spitzendruck gegeben. Bei gleichem Druck weichen die Temperaturen einerseits um bis zu 100 °C voneinander ab und sind andererseits auf einem deutlich höheren Niveau als bei den anderen Vorkammerkonfigurationen. Dieses Verhalten lässt sich nicht durch Kühleffekte der Vorkammerspülung erklären. Weiters korreliert der Temperaturverlauf auch nicht mit dem stark veränderlichen Vorkammerdifferenzdruck.

Als Ursache des Temperaturproblems ist die definierte Ladungsbewegung in der asymmetrischen Vorkammer beim Überströmen von Gas aus dem Hauptbrennraum in Erwägung zu ziehen, da sich dadurch im Vergleich zur Basisvorkammer höhere Strömungsgeschwindigkeiten an der Zündkerze einstellen sollten, vgl. [71]. Unter Zugrundelegung dieser Annahme wird der Wärmeübergang durch erzwungene Konvektion, siehe etwa [62], zwischen Verbrennungsgas und Zündkerzenelektroden erhöht. Im Hinblick auf die gemessene Temperatur muss dabei der Wärmeeintrag in die Elektroden während der Verbrennung gegenüber der verbesserten Kühlwirkung während der Verdichtung überwiegen. Ausschlaggebend dürfte die Phase nach dem Entflammungsvorgang sein, wenn bedingt durch den Druckanstieg im Hauptbrennraum Ladungsmasse in die Vorkammer rückströmt und damit eine intensive heiße Strömung an der Zündkerze induziert, vgl. Kapitel 3.3.1.

Hinsichtlich der allgemeinen Wirkungsweisen und der Bedeutung der Arbeitsprozessphasen in Bezug auf den Wärmeübergang an der Zündkerze siehe auch [76].

Die bisherigen Überlegungen erklären das generell höhere Temperaturniveau der Zündkerzenelektrode, nicht jedoch die stetige Temperaturzunahme mit steigender Vorkammerenergie. Letztere ist wahrscheinlich durch das Luftverhältnis in der Kammer zum Zündzeitpunkt bestimmt, welches bei niedrigen Energieanteilen als mager und bei hohen Energieanteilen als fett einzuordnen ist. Mit zunehmender Vorkammerenergie ausgehend von  $E_{VK} = 0.75 \%$  bis hin zur Erreichung eines stöchiometrischen Luftverhältnisses steigt somit die Verbrennungstemperatur in der Kammer während der Entflammungsphase an. Eine weitere Energiezunahme ist mit einer Temperaturabnahme in dieser Phase verbunden.

Wie bereits in Kapitel 5.1.5.2 angeführt, wird der überschüssige Kraftstoff umgesetzt, sobald sauerstoffhaltiges Gemisch nach der Entflammung des Hauptbrennraumes in die Vorkammer strömt. Das heißt, dass sich bei hohen Energieanteilen die Gastemperatur in der Kammer genau dann erhöht, während die Zündkerzenelektroden einer intensiven Strömung ausgesetzt sind, was im Hinblick auf deren Temperaturanstieg den maßgeblichen Wärmeeintrag bewirken könnte.

Entscheidend für die Elektrodentemperatur in der asymmetrischen Vorkammer sind auf Basis dieser Einschätzung also die Gastemperaturen in der Vorkammer während Entflammungs- und Rückströmphase in Kombination mit den hohen Strömungsgeschwindigkeiten an der Zündkerze. Grundsätzlich ist davon auszugehen, dass ansonsten dieselben Effekte wie bei der Basisvorkammer von Relevanz sind, wegen der speziellen Gegebenheiten kommt allerdings dem kurzen Abschnitt im Arbeitsprozess eine besondere Bedeutung zu.

### 5.2.6 Gesamtbewertung der Ergebnisse

Ausgehend vom Standardvorkammersystem ist mit allen untersuchten Spülkonzepten eine signifikante Verminderung des Partikelemissionsniveaus realisierbar. Als wesentliches Ergebnis konnte damit der Beweis erbracht werden, dass bei kleinen Vorkammerenergieanteilen bis  $E_{VK} \approx 1.5\%$  nahezu der gesamte Partikelaustrag der Basisvariante aus dem Gaszufuhrkanal resultiert. Hinsichtlich Erreichung der Emissionszielvorgabe sowie weiteren Aspekten, die im Hinblick auf ein Gesamtkonzept relevant sind, unterscheiden sich die Spülkonfigurationen allerdings deutlich voneinander. Um einen kompakten und übersichtlichen Vergleich zu ermöglichen, sind die drei Varianten in Tabelle 4 bezüglich wichtiger Kriterien nach einem einfachen Schema bewertet.

Spülkonzept		Steigleitung	Venturi	Venturi optimiert
Reduktion der Partikelemissionen	im Vergleich zur Basisvariante	+	++	++
	hinsichtlich Zielvorgabe für $E_{VK} = 1$ bis $2\%$	-	++	++
	hinsichtlich Zielvorgabe für $E_{VK} \leq 3\%$	--	-	+
Sensibilität der Spülung bei Variation von ZPP, $NO_x$ , $p_i$		-	o	o
Verbrennung im Vergleich zur Basisvariante	$\eta_i$ bei Standardbedingungen	o	o	o
	$p_i$ - Stabilität	o	+	++
Zündkerzentemperatur hinsichtlich Grenzwert		o	o	--
Gesamtbewertung		o	++	+

**Tabelle 4:** Gesamtbewertung der Spülkonzepte<sup>1</sup>

Die Steigleitungsspülung ist als Zwischenschritt zur eigentlichen Problemlösung zu sehen. Gegenüber der Basisvariante ergibt sich zwar eine bedeutende Reduktion der Partikelemissionen, dennoch kann die Zielvorgabe nicht im gesamten besonders

<sup>1</sup> Bewertungsschema: --/o/+ /++ (sehr negativ/negativ/neutral/positiv/sehr positiv); Diese Art der Bewertung unterliegt naturgemäß einer gewissen Subjektivität, dennoch sollten hier die realen Gegebenheiten in ihren Tendenzen richtig wiedergegeben sein.

relevanten Vorkammerenergiebereich eingehalten werden. Verbrennungstechnisch ist das Spülverfahren als neutral einzustufen.

Im Gegensatz dazu können beide Venturikonzepte die Partikelemissionsgrenze im wichtigen Vorkammerenergiebereich von  $E_{VK} = 1$  bis 2 % unterbieten. Bei größeren Spülmengen weist die optimierte Variante klare Vorteile auf. Bedingt durch die asymmetrische Vorkammer ist auch ihre Verbrennungsstabilität sehr günstig. Der entscheidende Nachteil gegenüber der Ausführung mit Basisvorkammer ist von Seiten der viel zu hohen Zündkerzentemperatur gegeben. Unter der Randbedingung einer vertretbaren Zündkerzenstandzeit ist daher die einfache Venturispülung vorzuziehen. Bei Betrachtung des Gesamtsystems stellt diese einen sehr guten Kompromiss dar.

Die experimentelle Bewertung der Spülkonzepte erfolgte im Rahmen der Dissertation ausschließlich am Einzylinder-Forschungsmotor. Bevor so ein System an einem Serienmotor eingesetzt werden kann, sind jedoch noch weitere Aspekte zu untersuchen. Ein schwer kalkulierbares Risiko im Dauerbetrieb stellen beispielsweise Ablagerungen im Brennraum dar, welche unter Umständen zu einem Zuwachsen der Spülkanäle führen könnten. Klarheit verschafft diesbezüglich nur ein Feldversuch mit einer sehr großen Anzahl an Betriebsstunden. Prinzipbedingt bieten die Spülverfahren selbst bei Ausfall der Kanäle den Vorteil, dass abgesehen von den dann erhöhten Partikelemissionen keinerlei Beeinträchtigung des Motorbetriebs oder gar eine Motorschädigung folgt.

## 6 Zusammenfassung

Die Dissertation befasst sich mit der detaillierten Untersuchung wesentlicher Aspekte des gasgespülten Vorkammerkonzeptes von Großgasmotoren. Im Hauptteil werden schwerpunktmäßig folgende Themen behandelt:

- Analysen zur Interaktion zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum
- Analyse der Vorkammer hinsichtlich NO<sub>x</sub>-Emissionen
- Brennverfahren für niedrigste Partikelemissionen aus der Vorkammer

Eine einleitende Bewertung der Stellung von Gasmotoren am Großmotorenmarkt auf Basis einer Literaturrecherche zeigt, dass sich diese Motorkategorie in den letzten Jahrzehnten im gesamten Leistungsbereich etabliert hat und besonders bei hohen Leistungen bereits auf Augenhöhe mit den lange favorisierten Dieselmotoren steht. Unter Berücksichtigung der Verfügbarkeit von Kraftstoffen, dem Fortschritt hinsichtlich Wirkungsgrad und Leistungsdichte sowie der Emissionsproblematik ist zukünftig von einer zunehmenden Bedeutung auszugehen.

Aufbauend auf der Darstellung wichtiger Grundlagen der Gasmotorentchnik und ausgewählter Emissionsvorschriften im europäischen Raum wird der Einfluss der Schadstofflimitierungen auf die Gasmotorenentwicklung allgemein analysiert. Es folgt eine ausführliche Betrachtung des gasgespülten Vorkammerkonzeptes, wobei ein Abschnitt aktuellen Problemstellungen gewidmet ist. Unter anderem werden die Themen NO<sub>x</sub>- und Partikelemissionen aus der Vorkammer behandelt, woraus die Motivation für die durchgeführte Forschungsarbeit ersichtlich wird.

Die angewandte Methodik orientiert sich an der kurz beschriebenen *LEC Development Methodology*. Dabei beruht die Forschungstätigkeit maßgeblich auf experimentellen Untersuchungen an einem Einzylinder-Forschungsmotor des LEC und der nulldimensionalen Motorprozessrechnung. Ergebnisse von 1D und 3D-CFD Simulationen werden zur Potentialabschätzung von Lösungsansätzen und für Detailanalysen von Messergebnissen unterstützend herangezogen. Ein Überblick über die Prüfstandsausstattung sowie über Grundlagen und Festlegungen zur Bewertung des Arbeitsprozesses soll ein besseres Verständnis der weiteren Ausführungen ermöglichen.

### Analysen zur Interaktion zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum

Ziel der Analysen zur Interaktion zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum ist, das Verständnis über den Entflammungsvorgang zu verbessern. Es wird untersucht, welche Auswirkungen eine Veränderung der Drucküberhöhung in der Vorkammer während der Entflammungsphase auf den Verbrennungsablauf hat. Neben der Berücksichtigung geometrischer Aspekte der Überströmbohrungen wird auch ein Konzept, bei dem die Zündung in der Kammer durch Einspritzung einer kleinen Menge an Dieselkraftstoff erfolgt, zu Vergleichszwecken herangezogen.

Aus den Ergebnissen ist ersichtlich, dass die reine Optimierung eines Vorkammerkonzeptes auf möglichst hohe Vorkammerdifferenzdrücke für eine Verbesserung der Entflammungsperformance und damit des Gesamtprozesses nicht notwendigerweise

zielführend ist. Eine wesentliche Bedeutung kommt der Lage des maximalen Vorkammerdifferenzdrucks zu. Nachteile einer nur geringfügig späteren Lage sind durch eine Zunahme der maximalen Druckdifferenz nicht notwendigerweise kompensierbar. Weiters ist die Dauer der Drucküberhöhung bestimmend für den Brennverlauf. Eine verlängerte Anregung des mageren Gemisches im Hauptbrennraum durch die Vorkammer und damit eine hohe Turbulenzintensität, solange die Reaktionszone klein ist, erweisen sich als günstig.

Die Überströmgeometrie einer Vorkammer ist abhängig von der Brennraumform ideal, wenn sich das von den Flammenfackeln erfasste Brennraumvolumen und die damit verbundene Turbulenzgenerierung optimal ergänzen. Nach Abschluss des Entflammungsvorganges ist die von den geometrischen Gegebenheiten bestimmte Ausbreitungsmöglichkeit der Reaktionszone zu berücksichtigen.

### Analyse der Vorkammer hinsichtlich NO<sub>x</sub>-Emissionen

Aus der Literatur ist bekannt, dass die Stickoxidemissionen aus der Vorkammer besonders an der Magergrenze des Motors einen bedeutenden Anteil am Gesamtstickoxidausstoß einnehmen können. Wie die Vorkammer-NO<sub>x</sub> den Motorprozess grundsätzlich beeinflussen, wird anhand eines allgemeinen Schemas erläutert. Auf Basis von Messergebnissen erfolgt eine Bewertung, welche Auswirkungen die Vorkammer-NO<sub>x</sub> bei den wichtigen Stickoxidgrenzwerten von 500 und 200 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup> auf den Wirkungsgrad und die in einer Verlustanalyse ermittelbaren Teilverluste haben. Es ist festzustellen, dass bei zu hohen NO<sub>x</sub>-Emissionen aus der Vorkammer besonders die Umsetzungs- und Ladungswechselverluste problematisch sind, während der Einfluss auf die Verbrennungs- und Wandwärmeverluste gering ist.

Es wird eine experimentelle Methode zur Ermittlung der Vorkammer-NO<sub>x</sub> bewertet, die auf einer sukzessiven Abmagerung des Hauptbrennraumes unter weitgehend gleichbleibenden Bedingungen in der Vorkammer beruht. Die Ergebnisse zeigen, dass mit den Versuchen nur eine Abschätzung des Emissionsniveaus möglich ist. Jedoch können weitere wichtige Informationen über die Eigenschaften einer Vorkammer gewonnen werden, wie etwa das Verhalten der Emissionen bei unterschiedlichen Vorkammerenergieanteilen.

Schließlich erfolgt eine Beurteilung zweier theoretisch denkbarer Maßnahmen zur Verminderung der Vorkammer-NO<sub>x</sub>. Die Ausführungen lassen erkennen, dass weder durch eine Spülung der Kammer mit einem Brenngas-Luft-Gemisch noch durch eine unterstöchiometrisch betriebene Kammer nennenswerte Vorteile erzielbar sind.

### Brennverfahren für niedrigste Partikelemissionen aus der Vorkammer

Magergasmotoren sind bezüglich Partikelemissionen als äußerst saubere Kraftmaschinen anzusehen. Im Bereich eines in die Vorkammer mündenden Gaszufuhrkanals können fette Zonen dennoch zur Bildung von geringen Mengen an Partikeln führen, die hinsichtlich Systemverschmutzung von Bedeutung sind, wie Beispiele aus der Literatur bestätigen.

Es wird die Realisierung dreier technischer Lösungsmöglichkeiten zur Verminderung der Emissionen vorgestellt, die auf einer Durchspülung des Gaszufuhrkanals mit

magerem Gemisch beruhen. Bei allen Varianten erfolgt die Spülung über einen zusätzlichen Kanal, zu dessen Durchströmung die natürlich im Motorbetrieb vorhandenen Druckgefälle genutzt werden. Dabei verbindet der Spülkanal den Gaszufuhrkanal entweder mit dem Hauptbrennraum oder mit dem Überströmkanal der Vorkammer. Für letzteren Fall wird das Spülergebnis durch eine optimierte Vorkammergeometrie nochmals verbessert.

Die Ergebnisse experimenteller Untersuchungen zeigen, dass das Partikelemissionsniveau mit den Spülvarianten abhängig vom Betriebsbereich des untersuchten Motors um bis zu 90 % reduziert werden kann. Abgesehen von der zugeführten Vorkammerenergie ist die Sensibilität der Spülung im Hinblick auf verschiedene Betriebsparameter im Allgemeinen gering. Der Arbeitsprozess wird von keiner der Varianten negativ beeinflusst, jedoch ergeben sich zum Teil relevante Auswirkungen auf die Zündkerzentemperatur. Eine Gesamtbewertung der Ergebnisse ermöglicht die Auswahl der Bestvariante.

## 7 Verzeichnisse

### 7.1 Literaturverzeichnis

- [1] AVL List GmbH: „AVL Micro Soot Sensor; AVL Abgaskonditioniereinheit; Gerätehandbuch“, Rev. 05, Graz, 2006, S. 27, 215.
- [2] Baulch, D. L., Cobos, C. J., Cox, R. A. et al.: „Evaluated Kinetic Data for Combustion Modelling Supplement I“, in: „Journal of Physical and Chemical Reference Data“, 23. Jg., 1994, Heft 6, S. 847-1033.
- [3] Beran, R.: „Möglichkeiten und Grenzen einer druckgeführten Motorregelung für Großgasmotoren“, Dissertation, Technische Universität Graz, Graz, 2001, S. 4-3, 4-10f, 8-22ff, 8-37.
- [4] Blumberg, P., Kummer, J. T.: „Prediction of NO Formation in Spark-Ignited Engines – An Analysis of Methods of Control“, in: „Combustion Science and Technology“, 4. Jg., 1971, Heft 1, S. 73-95.
- [5] Bockhorn, H.: „A Short Introduction to the Problem – Structure of the Following Parts“, in: Bockhorn, H. (Hrsg.): „Soot Formation in Combustion; Mechanisms and Models“ (= Fachbuchreihe: Toennis, P. (Hrsg.): „Springer Series in Chemical Physics“, Band 59), 1. Auflage, Berlin Heidelberg, 1994, S. 3-7.
- [6] Böckhoff, N., Hanenkamp, A.: „Der 51/60DF von MAN Diesel SE – Der leistungsstärkste 4-Takt Dual Fuel Motor“, in: WTZ Roßlau gGmbH (Hrsg.): „Conference Proceedings 5<sup>th</sup> Dessau Gas Engine Conference“, Dessau, 2007, S. 216-229.
- [7] Bundesanstalt für Geowissenschaften und Rohstoffe (Hrsg.): „Kurzstudie Reserven, Ressourcen und Verfügbarkeit von Energierohstoffen 2010“, Hannover, 2010, S. 12f, 19, 22.  
Abrufbar im Internet: <http://www.bgr.bund.de/DE/Themen/Energie/Downloads/Energiestudie-Kurzstudie2010.pdf>, Stand: 10.02.2012.
- [8] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit: „Erste Allgemeine Verwaltungsvorschrift zum Bundes-Immissionsschutzgesetz (Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft – TA Luft) vom 24. Juli 2002“, Internetfassung, 2002.  
Abrufbar im Internet: <http://www.taluft.com/taluft20020730.pdf>, Stand: 10.02.2012.
- [9] Bundesministerium für Wirtschaft, Familie und Jugend: „Ergänzungspapier zur Technischen Grundlage für die Beurteilung von Stationärmotoren – 2010“, 2010, S. 23.  
Abrufbar im Internet: <http://www.bmwfj.gv.at/Unternehmen/gewerbetechnik/Documents/Emissionen%20von%20Stationärmotoren%20Ergänzung.pdf>, Stand: 10.02.2012.
- [10] Callahan, T. J., Gingrich, J. W., Stovell, C. H.: „Novel prechamber fueling strategy development“, in: WTZ Roßlau gGmbH (Hrsg.): „Conference Proceedings 4<sup>th</sup> Dessau Gas Engine Conference“, Dessau, 2005, S. 74-84.

- [11] Cerbe, G., Dehli, M., Kätelhön, J. et al.: „Grundlagen der Gastechnik“, 7. Auflage, München Wien, 2008, S. 11f, 38f.
- [12] Chmela, F., Dimitrov, D., Losoncz, B. et al.: „Möglichkeiten und Grenzen der null-dimensionalen Simulation des Arbeitsprozesses von Großmotoren“, Beitrag auf Tagungs-CD: „12. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors"“, Graz, 2009, S. 292-318.
- [13] Chrisman, B. M., Freen, P. D.: „Development of the 2400G Stationary Gas Engines“, in: „Journal of Engineering for Gas Turbines and Power“, 117. Jg., 1995, Heft 4, S. 810-819.
- [14] Codan, E., Mathey, Ch., Schlienger, J. et al.: „Erste Erfahrung mit 2-stufiger Aufladung“, Beitrag auf Tagungs-CD: „15. Aufladetechnische Konferenz 2010“, Dresden, 2010.
- [15] Dec, J. E.: „A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging“, SAE Paper 970873, 1997.
- [16] Dec, J. E., Canaan, R. E.: „PLIF Imaging of NO Formation in a DI Diesel Engine“, SAE Paper 980147, 1998.
- [17] Deutsche Meteorologische Gesellschaft: „Stellungnahme der Deutschen Meteorologischen Gesellschaft zur Klimaproblematik vom 09.10.2007“, in: „Mitteilungen DMG – das offizielle Organ der Deutschen Meteorologischen Gesellschaft e. V.“, 2007, Heft 4, S. 12-14.
- [18] Diesel & Gas Turbine Publications: „27<sup>th</sup> – 35<sup>th</sup> Power Generation Order Survey“, in: „Diesel & Gas Turbine Worldwide“, 2003 – 2011.
- [19] Dimitrov, D.: „Simulationsergebnisse zur NO<sub>x</sub>-Bildung in der Vorkammer“, unveröffentlichte Forschungsergebnisse, FVT – Forschungsgesellschaft für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik m.b.H., Graz, 2011.
- [20] DIN 1940 (Norm): „Verbrennungsmotoren; Hubkolbenmotoren; Begriffe Formelzeichen Einheiten“, Berlin, 1976, S. 8.
- [21] Ebner, H. W., Jascheck, A. O.: „Die Blow-by-Messung – Anforderungen und Meßprinzipien“, in: „Motortechnische Zeitschrift“, 59. Jg., 1998, Heft 2, S. 90-95.
- [22] Eckert, P., Rakowski, S.: „Schadstoffbildung“, in: Merker, G., Schwarz, C. (Hrsg.): „Grundlagen Verbrennungsmotoren; Simulation der Gemischbildung, Verbrennung, Schadstoffbildung und Aufladung“, 4. Auflage, Wiesbaden, 2009, S. 189ff.
- [23] Ecopoint Inc.: „Emission Standards; Germany: Stationary Engines: TA Luft“, auf: [www.DieselNet.com](http://www.DieselNet.com), 1997 – 2011.  
Online: <http://www.dieselnets.com/standards/de/taluft.php>, Stand: 11.02.2012.
- [24] Eichseder, H., Klell, M.: „Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik; Erzeugung, Speicherung, Anwendung“, 1. Auflage, Wiesbaden, 2008, S. 163.
- [25] Eichseder, H., Klüting, M., Piock, W. F.: „Grundlagen und Technologien des Ottomotors“ (= Fachbuchreihe: List, H. (Hrsg.): „Der Fahrzeugantrieb“), 1. Auflage, Wien, 2008, S. 50ff.

- [26] Esch, T., Dahlhaus, U.: „Motor“, in: Hoepke, E., Breuer, S. (Hrsg.): „Nutzfahrzeugtechnik; Grundlagen, Systeme, Komponenten“, 6. Auflage, Wiesbaden, 2010, S. 353ff.
- [27] Europäisches Parlament und Rat der europäischen Union: „Richtlinie 2010/75/EU des europäischen Parlamentes und des Rates vom 24. November 2010 über Industrieemissionen (integrierte Vermeidung und Verminderung der Umweltverschmutzung) (Neufassung)“, in: „Amtsblatt der Europäischen Union“, 53. Jg., 2010, Nr. L334, S. 17ff.
- [28] F. A. Brockhaus und Spektrum Akademischer Verlag (Hrsg.): „Der Brockhaus; Naturwissenschaft und Technik“, Heidelberg, 2003, S. 2247.
- [29] Feßler, H.: „Berechnung des Motorprozesses mit Einpassung wichtiger Parameter“, Dissertation, Technische Universität Graz, Graz, 1988, S. 54ff.
- [30] Flynn, P. F., Dec, J. E., Westbrook, C. K. et al.: „Diesel Combustion: An Integrated View Combining Laser Diagnostics, Chemical Kinetics, And Empirical Validation“, SAE Paper 1999-01-0509, 1999.
- [31] Frenklach, M., Wang, H.: „Detailed Mechanism and Modeling of Soot Particle Formation“, in: Bockhorn, H. (Hrsg.): „Soot Formation in Combustion; Mechanisms and Models“ (= Fachbuchreihe: Toennis, P. (Hrsg.): „Springer Series in Chemical Physics“, Band 59), 1. Auflage, Berlin Heidelberg, 1994, S. 165-192.
- [32] GE Jenbacher GmbH & Co OHG: „Energie. Sie liegt in unserer Natur. Jenbacher Gasmotoren zur CO<sub>2</sub>-Düngung in Gewächshäusern“, 2008.  
Abrufbar im Internet: [http://site.ge-energy.com/prod\\_serv/products/recip\\_engines/de/downloads/as\\_co2\\_gn.pdf](http://site.ge-energy.com/prod_serv/products/recip_engines/de/downloads/as_co2_gn.pdf), Stand: 11.02.2012.
- [33] Gingrich, J. W., Olsen, D. B., Puzinauskas, P. et al.: „Precombustion chamber NO<sub>x</sub> emission contribution to an industrial natural gas engine“, in: „International Journal of Engine Research“, 7. Jg., 2006, Heft 1, S. 41-49.
- [34] Gothenburg Protocol: „Protocol to the 1979 convention on long-range transboundary air pollution to abate acidification, eutrophication and ground-level ozone“, Gothenburg, 1999.  
Abrufbar im Internet: [http://www.unece.org/env/lrtap/multi\\_h1.html](http://www.unece.org/env/lrtap/multi_h1.html), Stand: 11.02.2012.
- [35] Haidn, M., Klausner, J., Lang, J. et al.: „Zweistufige Hochdruck-Turboaufladung für Gasmotoren mit hohem Wirkungsgrad“, Beitrag auf Tagungs-CD: „15. Aufladetechnische Konferenz 2010“, Dresden, 2010.
- [36] Hanenkamp, A.: „Moderne Gasmotorenkonzepte – Strategien der MAN B&W Diesel AG für wachsende Gasmärkte“, in: WTZ Roßlau gGmbH (Hrsg.): „Conference Proceedings 4<sup>th</sup> Dessau Gas Engine Conference“, Dessau, 2005, S. 62-73.
- [37] Hareyama, K., Hareyama, S. (Erfinder): „Internal combustion engine“, Europäische Patentschrift: EP 0 276 193 B1, 16.09.1992.
- [38] Haynes, B. S., Wagner, H. G.: „Soot Formation“, in: „Progress in Energy and Combustion Science“, 7. Jg., 1981, Heft 4, S. 229-273.

- [39] Herdin, G., Klausner, J., Wintner, E. et al.: „Laserzündung für Gasmotoren – 6 Jahre Erfahrungen –“, in: WTZ Roßlau gGmbH (Hrsg.): „Conference Proceedings 4<sup>th</sup> Dessau Gas Engine Conference“, Dessau, 2005, S. 45-61.
- [40] Herdin, R. (Erfinder): „Method for operating a gas engine and gas engine“, Veröffentlichte internationale Patentanmeldung: WO 2011/015329 A1, 10.02.2011.
- [41] Heywood, J. B.: „Internal Combustion Engine Fundamentals“, 1. Auflage, New York St. Louis San Francisco et al., 1988, S. 417.
- [42] Hires, S. D., Ekchian, A., Heywood, J. B. et al.: „Performance and NOx Emissions Modeling of a Jet Ignition Prechamber Stratified Charge Engine“, SAE Paper 760161, 1976.
- [43] International Monetary Fund: „World Economic Outlook Database September 2011“, 2011.  
Abrufbar im Internet: <http://www.imf.org/external/pubs/ft/weo/2011/02/weodata/download.aspx>, Stand: 28.09.2011.
- [44] Joos, F.: „Technische Verbrennung; Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen“, 1. Auflage, Berlin Heidelberg, 2006, S. 199f, 218ff, 286ff, 335ff.
- [45] Kawabata, Y., Mori, D.: „Combustion Diagnostics & Improvement of a Prechamber Lean-Burn Natural Gas Engine“, SAE Paper 2004-01-0979, 2004.
- [46] Klausner, J., Lang, J., Trapp, C.: „J624 – Der weltweit erste Gasmotor mit zweistufiger Aufladung“, in: „Motortechnische Zeitschrift“, 72. Jg., 2011, Heft 4, S. 284-289.
- [47] Kogler, G., Wimmer, A., Eichseder, H. et al.: „Methodology in the development process of large gaseous fuelled engines“, Beitrag auf Tagungs-CD: „Proceedings of the 2003 Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division (ICES2003)“, Paper ICES2003-575, Salzburg, 2003.
- [48] Kogler, G.: „Alternative Verbrennungskonzepte für Großgasmotoren“, Dissertation, Technische Universität Graz, Graz, 2006.
- [49] Konishi, M., Nakamura, N., Oono, E. et al.: „Effects of a Prechamber on NOx Formation Process in the SI Engine“, SAE Paper 790389, 1979.
- [50] Laiminger, S.: „Optimierung der Verbrennung in einem Großgasmotor“, Dissertation, Technische Universität Graz, Graz, 1999, S. 27ff, 48f, 62, 86f.
- [51] Laiminger, S., Trapp, C., Schaumberger, H. et al.: „Die nächste Generation von Jenbacher Gasmotoren von GE – die wegweisende Kombination von zweistufiger Aufladung und innovativen Brennverfahren“, in: WTZ Roßlau gGmbH (Hrsg.): „Proceedings 7<sup>th</sup> Dessau Gas Engine Conference“, Dessau-Roßlau, 2011, S. 39-48.
- [52] Lavoie, G. A., Heywood, J. B., Keck, J. C.: „Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines“, in: „Combustion Science and Technology“, 1. Jg., 1970, Heft 4, S. 313-326.

- [53] Malvin De Montazet, M. J. A. De, Johanson, I. (Anmelder): „Improvements in Fuel Feeding Arrangements for Internal Combustion Engines“, Patentschrift: GB 436824 (A), 18.10.1935.
- [54] Merker, G. P., Stiesch, G.: „Technische Verbrennung; Motorische Verbrennung“, 1. Auflage, Stuttgart Leipzig, 1999, S. 130f.
- [55] Mooser, D.: „Brenngase und Gasmotoren“, in: Mollenhauer, K., Tschöke, H. (Hrsg.): „Handbuch Dieselmotoren“, 3. Auflage, Berlin Heidelberg New York, 2007, S. 132ff, 138ff.
- [56] Müller, A., Wittig, S.: „Experimental Study on the Influence of Pressure on Soot Formation in a Shock Tube“, in: Bockhorn, H. (Hrsg.): „Soot Formation in Combustion; Mechanisms and Models“ (= Fachbuchreihe: Toennis, P. (Hrsg.): „Springer Series in Chemical Physics“, Band 59), 1. Auflage, Berlin Heidelberg, 1994, S. 350-370.
- [57] Nellen, C., Boulouchos, K.: „Über 40% Wirkungsgrad, weniger als 1mg/Nm<sup>3</sup> NO<sub>x</sub> bei 5% O<sub>2</sub>: Das neue Konzept der ETH Zürich“, in: WTZ Roßlau gGmbH (Hrsg.): „Conference Proceedings 2<sup>nd</sup> Dessau Gas Engine Conference“, Dessau, 2001, S. 62-85.
- [58] Nerheim, L. M.: „Die Stellung des Gasmotors im Wettbewerb mit Dieselmotor und Gasturbine“, in: WTZ Roßlau gGmbH (Hrsg.): „Proceedings 6<sup>th</sup> Dessau Gas Engine Conference“, Dessau-Roßlau, 2009, S. 5-12.
- [59] Olsen, D. B., Adair, J. L., Willson, B. D.: „Precombustion Chamber Design and Performance Studies for a Large Bore Natural Gas Engine“, in: „Proceedings of ICES2005; ASME Internal Combustion Engine Division 2005 Spring Technical Conference“, Paper ICES2005-1057, Chicago, 2005, S. 415-428.
- [60] Olsen, D. B., Lisowski, J. M.: „Prechamber NO<sub>x</sub> formation in low BMEP 2-stroke cycle natural gas engines“, in: „Applied Thermal Engineering“, 29. Jg., 2009, Heft 4, S. 687-694.
- [61] Pattas, K., Häfner, G.: „Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung“, in: „Motortechnische Zeitschrift“, 34. Jg., 1973, Heft 12, S. 397-404.
- [62] Pischinger, R., Klell, M., Sams, T.: „Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine“ (= Fachbuchreihe: List, H. (Hrsg.): „Der Fahrzeugantrieb“), 3. Auflage, Wien, 2009, Kapitel 1-4, 6.
- [63] Polach, W., Eggert, T.: „Schadstoffemission“, in: Robert Bosch GmbH (Hrsg.): „Kraftfahrtechnisches Taschenbuch“, 26. Auflage, Wiesbaden, 2007, S. 566f.
- [64] Rakowski, S.: „Brennstoffe“, in: Merker, G., Schwarz, C. (Hrsg.): „Grundlagen Verbrennungsmotoren; Simulation der Gemischbildung, Verbrennung, Schadstoffbildung und Aufladung“, 4. Auflage, Wiesbaden, 2009, S. 123.
- [65] Redtenbacher, C.: „Getaktete Vorkammereinblasung bei Großgasmotoren“, Diplomarbeit, Technische Universität Graz, Graz, 2008, S. 11f, 24ff, 37f.
- [66] Redtenbacher, C., Winter, H., Schneßl, E. (Erfinder): „Vorkammersystem“, Patentschrift: AT 509 876 B1, 15.12.2011.

- [67] Roethlisberger, R. P., Favrat, D.: „Investigation of the prechamber geometrical configuration of a natural gas spark ignition engine for cogeneration: part II. Experimentation“, in: „International Journal of Thermal Sciences“, 42. Jg., 2003, Heft 3, S. 239-253.
- [68] Sams, T.: „Wichtige Fragen bei der praxisbezogenen Motorprozessrechnung“, Habilitationsschrift, Technische Universität Graz, Graz, 1990, S. 43ff.
- [69] Schinagl, G.: „Innere motorische Maßnahmen zur Reduktion der Formaldehyd-emissionen von Großgasmotoren“, Dissertation, Technische Universität Graz, Graz, 2010.
- [70] Schneßl, E., Kogler, G., Strasser, C. et al.: „Potenzial verschiedener Brennverfahren für den Einsatz in Großgasmotoren“, in: WTZ Roßlau gGmbH (Hrsg.): „Conference Proceedings 3<sup>rd</sup> Dessau Gas Engine Conference“, Dessau, 2003, S. 7-30.
- [71] Schneßl, E.: „Alternatives Vorkammerbrennverfahren für Großgasmotoren“, Dissertation, Technische Universität Graz, Graz, 2007, S. 10, 17f, 21ff, 93f.
- [72] Schneßl, E., Kogler, G., Wimmer, A.: „Large gas engine concepts for gases with extremely low calorific value“, in: WTZ Roßlau gGmbH (Hrsg.): „Proceedings 6<sup>th</sup> Dessau Gas Engine Conference“, Dessau-Roßlau, 2009, S. 271-293.
- [73] Schneßl, E., Pirker, G., Wimmer, A.: „Optimierung von Brennverfahren für Sondergasanwendungen auf Basis Simulation und Versuch am Einzylinder-Forschungsmotor“, Tagungsbeitrag, MTZ-Konferenz – On-/Off-Highway Engines, Friedrichshafen, 2009.
- [74] Shimizu, S., Wakai, K., Sakai, S.: „Combustion Processes and the State of Gases in a Divided Chamber“, SAE Paper 830865, 1983.
- [75] Tatschl, R., Wurzenberger, J.: „Abgasnachbehandlungssysteme“, in: Merker, G., Schwarz, C. (Hrsg.): „Grundlagen Verbrennungsmotoren; Simulation der Gemischbildung, Verbrennung, Schadstoffbildung und Aufladung“, 4. Auflage, Wiesbaden, 2009, S.368ff.
- [76] Thielemann, J., Kauert, L., Janicke, D.: „Untersuchungen zur Senkung der Zündkerzentemperatur am Gasmotor mit Vorkammer“, in: WTZ Roßlau gGmbH (Hrsg.): „Conference Proceedings 3<sup>rd</sup> Dessau Gas Engine Conference“, Dessau, 2003, S. 304-315.
- [77] Trapp, C., Kraus, M., Laiminger, S.: „Zündungskonzepte moderner Großgasmotoren – ein Blick in die Zukunft“, Beitrag auf Tagungs-CD: „12. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors"“, Graz, 2009, S. 206-223.
- [78] Ullmann, J.: „Kraftstoffe“, in: Robert Bosch GmbH (Hrsg.): „Kraftfahrtechnisches Taschenbuch“, 26. Auflage, Wiesbaden, 2007, S. 332.
- [79] Uyehara, O. A.: „Prechamber for Lean Burn for Low NOx“, SAE Paper 950612, 1995.

- [80] VDMA Motoren und Systeme: „Abgasgesetzgebung Diesel- und Gasmotoren; Schiffe; Stationäre Anlagen; Mobile Maschinen; Eisenbahnen“, Frankfurt am Main, 2011.  
Abrufbar im Internet: [www.vdma.org/motoren](http://www.vdma.org/motoren), Stand: 13.02.2012.
- [81] Vidovic, J.: „Simulationsergebnisse zu den Spülvarianten“, unveröffentlichte Forschungsergebnisse, Kompetenzzentrum für umweltfreundliche Stationärmotoren Ges.m.b.H., Graz, 2009.
- [82] Warnatz, J., Maas, U., Dibble, R.: „Verbrennung; Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung“, 3. Auflage, Berlin Heidelberg New York, 2001, S. 259ff, 288.
- [83] Wärtsilä Corporation: „Wärtsilä Engines; Wärtsilä 32GD Technology Review“, 2009.  
Abrufbar im Internet: <http://www.wartsila.com/en/power-plants/smart-power-generation/dual-fuel-power-plants>, Stand: 11.02.2012.
- [84] Wimmer, A., Glaser, J.: „Indizieren am Verbrennungsmotor; Anwenderhandbuch“, 1. Auflage, Medieninhaber: AVL List GmbH, Graz, 2002, S. 1-1, 3-8ff.
- [85] Wimmer, A., Redtenbacher, C., Trapp, C. et al.: „Aktuelle Herausforderungen bei der Entwicklung von Brennverfahren für Großgasmotoren“, in: Harndorf, H. (Hrsg.): „Die Zukunft der Großmotoren im Spannungsfeld von Emissionen, Kraftstoffen und Kosten“ (= Fachbuchreihe: Brill, U. (Hrsg.): „Haus der Technik Fachbuch“, Band 115), Renningen, 2010, S. 270-284.
- [86] Wimmer, A., Winter, H., Schneßl, E. et al.: „Brennverfahrensentwicklung für die nächste Gasmotoren-Generation von GE Jenbacher“, in: WTZ Roßlau gGmbH (Hrsg.): „Proceedings 7<sup>th</sup> Dessau Gas Engine Conference“, Dessau-Roßlau, 2011, S. 235-247.
- [87] Winter, H.: „Simulationsergebnisse zur TKE im Hauptbrennraum“, unveröffentlichte Forschungsergebnisse, Kompetenzzentrum für umweltfreundliche Stationärmotoren Ges.m.b.H., Graz, 2008.
- [88] Witt, A.: „Ottomotoren“, in: Merker, G., Schwarz, C. (Hrsg.): „Grundlagen Verbrennungsmotoren; Simulation der Gemischbildung, Verbrennung, Schadstoffbildung und Aufladung“, 4. Auflage, Wiesbaden, 2009, S.157ff.
- [89] Zacharias, F.: „Gasmotoren“, 1. Auflage, Würzburg, 2001, S. 19ff, 63ff, 77ff, 89, 119ff, 132ff, 139ff, 219f, 281.
- [90] Zeldovich, Y. B.: „The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions“, in: „Acta Physicochimica U.S.S.R.“, 21. Jg., 1946, S. 577-628; zitiert nach: [52].

## 7.2 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Weltweite Bestelleingänge von Großmotoren (> 1 MW) zur Energieerzeugung .....	2
Abbildung 2: Aufteilung der Motorkategorien auf Leistungsbereiche .....	3
Abbildung 3: Reserven und Ressourcen an fossilen Kohlenwasserstoffen .....	4
Abbildung 4: Tendenzielle Abhängigkeit der Emissionen vom Luftverhältnis .....	8
Abbildung 5: NO <sub>x</sub> -Emissionsgrenzwerte der <i>TA Luft</i> , des <i>Göteborg Protokolls</i> und der EU in mg/m <sub>n</sub> <sup>3</sup> , vgl. [85].....	13
Abbildung 6: Wirkungsgradentwicklung der Motoren der Baureihe 6 von <i>GE Jenbacher</i> [86].....	15
Abbildung 7: Mitteldruckentwicklung der Motoren der Baureihe 6 von <i>GE Jenbacher</i> [86].....	15
Abbildung 8: Auswirkung eines höheren Verdichtungsverhältnisses auf den Betriebsbereich [85].....	17
Abbildung 9: Beispiel eines Wirkungsgrad – NO <sub>x</sub> Trade-Offs.....	18
Abbildung 10: Erforderliche gemessene NO <sub>x</sub> -Emissionen zur Einhaltung zweier Grenzwerte in Abhängigkeit vom Sauerstoffgehalt im Abgas .....	21
Abbildung 11: Einfluss der Korrekturformel auf die absolute Schadstoffemission .....	22
Abbildung 12: Prinzipdarstellung eines Motors mit gasgespülter Vorkammer [71] ....	24
Abbildung 13: LEC-Entwicklungsmethodik (LDM) [86].....	28
Abbildung 14: Einzylinder-Forschungsmotor .....	30
Abbildung 15: Prinzipdarstellung des untersuchten Vorkammersystems.....	32
Abbildung 16: Druckverläufe in Hauptbrennraum und Vorkammer .....	35
Abbildung 17: Brennverlauf und Umsetzrate.....	36
Abbildung 18: Beeinflussung der Verbrennung durch den maximalen Vorkammerdifferenzdruck in Abhängigkeit vom Brennbeginn .....	42
Abbildung 19: Einfluss der unterschiedlichen Vorkammerdifferenzdruckmaxima auf den Brennverlauf bei gleichem Brennbeginn.....	43
Abbildung 20: Bedeutung der Lage des maximalen Vorkammerdifferenzdrucks bei konstantem Zündzeitpunkt .....	44
Abbildung 21: Zusammenhang Vorkammerdruckverlauf – Turbulente kinetische Energie - Brennverlauf .....	47
Abbildung 22: Einfluss der Entflammungsphase auf den Brennverlauf bei unterschiedlichem Querschnitt der Überströmbohrungen.....	49
Abbildung 23: Einfluss der Entflammungsphase auf den Brennverlauf bei unterschiedlicher Anzahl an Überströmbohrungen .....	51

Abbildung 24: Einfluss des Zündzeitpunktes auf den Brennverlauf abhängig von der Anzahl der Überströmbohrungen .....	53
Abbildung 25: Abhängigkeit der NO <sub>x</sub> -Emissionen und des Wirkungsgrades von der Verbrennungslage .....	56
Abbildung 26: Einfluss der NO <sub>x</sub> -Emissionen aus der Vorkammer (Schema).....	58
Abbildung 27: Vorkammereinfluss auf den Wirkungsgrad bei 500 mg/m <sub>n</sub> <sup>3</sup> NO <sub>x</sub> .....	59
Abbildung 28: Vorkammereinfluss auf den Wirkungsgrad bei 200 mg/m <sub>n</sub> <sup>3</sup> NO <sub>x</sub> .....	60
Abbildung 29: Vorkammereinfluss auf den Brennverlauf bei 200 mg/m <sub>n</sub> <sup>3</sup> NO <sub>x</sub> .....	60
Abbildung 30: Abhängigkeit der Umsetzungsverluste vom Luftverhältnis .....	61
Abbildung 31: NO <sub>x</sub> -Emissionen aus Vorkammern unterschiedlicher Volumina bei volumenangepasster Vorkammerenergie .....	64
Abbildung 32: Variation der Vorkammerenergie beim für die jeweilige Vorkammer maximal möglichen Ladedruck bei E <sub>VK</sub> = 1.2 %.....	66
Abbildung 33: Maximale NO <sub>x</sub> -Emissionen aus der Vorkammer abhängig vom Vorkammervolumen .....	67
Abbildung 34: Abmagerungsversuche bei unterschiedlichen Verbrennungslagen .....	68
Abbildung 35: Einfluss des Luftmassenanteils im Vorkammerngas auf die NO <sub>x</sub> -Emissionen aus der Vorkammer .....	70
Abbildung 36: NO <sub>x</sub> -Bildung in der Vorkammer abhängig vom Luftverhältnis zum Zündzeitpunkt.....	72
Abbildung 37: Partikelemissionen des Standardvorkammersystems .....	76
Abbildung 38: Gemischverteilung im Gaszufuhrkanal zum Zündzeitpunkt [81] .....	77
Abbildung 39: Prinzipdarstellung der konstruktiven Umsetzung der Steigleitungsspülung.....	81
Abbildung 40: Prinzipdarstellung des Negativmodells des Vorkammersystems mit Steigleitungsspülung.....	81
Abbildung 41: Spülergebnis der Steigleitungsspülung zum Zündzeitpunkt [81].....	82
Abbildung 42: Spülergebnis der Steigleitungsspülung mit erweitertem Durchmesser zum Zündzeitpunkt [81].....	83
Abbildung 43: Prinzipdarstellung der konstruktiven Umsetzung der Venturispülung..	84
Abbildung 44: Spülergebnis der Venturispülung zum Zündzeitpunkt [81].....	85
Abbildung 45: Prinzipdarstellung des Negativmodells des für die Venturispülung optimierten Vorkammersystems .....	85
Abbildung 46: Spülergebnis der optimierten Venturispülung zum Zündzeitpunkt [81] .....	86
Abbildung 47: Spülergebnis der optimierten Venturispülung mit erweitertem Durchmesser zum Zündzeitpunkt [81].....	86

---

Abbildung 48: Vergleich der Gemischverteilung der Varianten zum Zündzeitpunkt [81] .....	87
Abbildung 49: Partikelemissionen der Spülkonzepte im Vergleich zur Basisvariante ..	89
Abbildung 50: Partikelemissionsreduktion der Spülkonzepte bezogen auf die Basisvariante bei jeweils gleicher Vorkammerenergie .....	89
Abbildung 51: Einfluss des Zündzeitpunktes auf die Partikelemissionen .....	91
Abbildung 52: Brennverläufe der Spülkonzepte im Vergleich zur Basisvariante .....	93
Abbildung 53: Verlustteilungen der Spülkonzepte im Vergleich zur Basisvariante .....	94
Abbildung 54: Vergleich der Zündkerzenelektrodentemperatur.....	95
Abbildung 55: Spitzendruckabhängigkeit der Zündkerzenelektrodentemperatur.....	96

### 7.3 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Verbrennungskonzepte von Großgasmotoren [71] .....	6
Tabelle 2: Allgemeine technische Spezifikationen des Forschungsmotors .....	31
Tabelle 3: Verluste und Einflüsse am realen Motor [62].....	38
Tabelle 4: Gesamtbewertung der Spülkonzepte.....	98

## 7.4 Formelzeichen und Abkürzungen

### Formelzeichen:

A	Querschnittsfläche	[m <sup>2</sup> ]
E <sub>B</sub>	Emission, bezogen auf den Bezugssauerstoffgehalt	[mg/m <sub>n</sub> <sup>3</sup> ]
E <sub>M</sub>	Emission, gemessen	[mg/m <sub>n</sub> <sup>3</sup> ]
E <sub>VK</sub>	Vorkammerenergie; über das Vorkammergasventil eingebrachte Energie, bezogen auf die dem Motor gesamte zugeführte Energie	[%]
H <sub>G</sub>	Gemischheizwert	[J/m <sup>3</sup> ]
H <sub>u</sub>	Heizwert	[J/kg]
k	Turbulente kinetische Energie	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
k <sub>i</sub>	Geschwindigkeitskoeffizient der Reaktion i	[cm <sup>3</sup> /mol·s]
L	Luftmenge, die dem Verbrennungsprozess zugeführt wird	[mol <sub>L</sub> /mol <sub>K</sub> ]
L <sub>st</sub>	Luftmenge, notwendig für stöchiometrische Verbrennung	[mol <sub>L</sub> /mol <sub>K</sub> ]
$\dot{m}$	Massenstrom	[kg/s]
m <sub>BV</sub>	Brennstoffmasse, verbrannt	[kg]
m <sub>B,ges</sub>	Brennstoffmasse, gesamt	[kg]
O <sub>B</sub>	Bezugssauerstoffgehalt	[Vol.-%]
O <sub>E</sub>	Sauerstoffgehalt, gemessen	[Vol.-%]
p	Druck	[Pa]
p <sub>i</sub>	indizierter Mitteldruck	[bar]
Q <sub>B</sub>	Brennstoffwärme	[J]
Q <sub>B,um</sub>	Brennstoffwärme, umgesetzt	[J]
Q <sub>H</sub>	Wärme, die dem System tatsächlich zugeführt wird	[J]
Q <sub>u,ges</sub>	Brennstoffwärme, unverbrannt, gesamt	[J]
Q <sub>w</sub>	Wärme, die über die Brennraumwände transportiert wird	[J]
t	Zeit	[s]
v <sub>x</sub> ', v <sub>y</sub> ', v <sub>z</sub> '	Schwankungsgeschwindigkeiten in den Koordinatenrichtungen	[m/s]
V	Volumen	[m <sup>3</sup> ]
x	Umsetzrate	[-]
Δη <sub>Leck</sub>	Leckageverlust	[%-Punkte]
Δη <sub>Lw</sub>	Ladungswechselverlust	[%-Punkte]
Δη <sub>rL</sub>	Einfluss des Ladungszustandes	[%-Punkte]
Δη <sub>uV</sub>	Umsetzungsverlust	[%-Punkte]
Δη <sub>ü</sub>	Überströmverlust	[%-Punkte]
Δη <sub>rV</sub>	Verbrennungsverlust	[%-Punkte]
Δη <sub>ww</sub>	Wandwärmeverlust	[%-Punkte]

$\varepsilon$	Dissipation	[m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]
$\varepsilon$	Verdichtungsverhältnis	[-]
$\eta_i$	indizierter Wirkungsgrad	[%]
$\eta_{th,v}$	thermodynamischer Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses	[-]
$\eta_{vrL}$	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit realer Ladung	[%]
$\kappa$	Isentropenexponent	[-]
$\lambda$	Luftverhältnis	[-]
$\rho$	Dichte	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_G$	Dichte des Gemisches	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\varphi$	Kurbelwinkel	[°KW]
$\varphi_{VB}$	Kurbelwinkel zum Brennbeginn	[°KW]

Abkürzungen:

bez.	bezogen
BIP	Bruttoinlandsprodukt
CFD	Computational Fluid Dynamics
CI	Compression Ignition
CORA	Combustion Optimization Research and Analysis (Software zur Motorprozessrechnung)
DF	Dual Fuel
d.h.	das heißt
DI	Direct Injection
DMR	Druckgeführte Motorregelung
DoE	Design of Experiments
eff.	effektive(r)
Fa.	Firma
FEM	Finite Elemente Methode
FTIR	Fourier Transformations Infrarotspektroskopie
gem.	gemessen
ges.	gesamt
GTI	Gamma Technologies Inc.
HBR	Hauptbrennraum
Ign.	Ignition
ind.	indizierte(r)
K	Kraftstoff
KW	Kurbelwinkel
L	Luft
LB	Leistungsbereich

---

LEC	<i>Large Engines Competence Center</i> der <i>Technischen Universität Graz</i>
LDM	LEC Development Methodology
Max.	Maximum
MCE	Multi Cylinder Engine
MK	Massenkonzentration
n.	nach
NG	Natural Gas
opt.	optimiert, optimal(e)
OT	Oberer Totpunkt
rel.	relative(r)
SCE	Single Cylinder Engine
SCR	Selective Catalytic Reduction
SI	Spark Ignition
SIM	Simulation
TA Luft	Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft
Temp.	Temperatur
TKE	Turbulente kinetische Energie
v.	vor
VDMA	Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau e.V.
vgl.	vergleiche
VK	Vorkammer
ZK	Zündkerze(n)
ZZP	Zündzeitpunkt