

# Detektion und Kompensation der Auswirkungen nicht-normgerechter Kraftstoffe auf den Betrieb von Pkw-Dieselmotoren

Von Diplom-Ingenieur  
Florian Ramsperger  
aus Berlin

von der Fakultät V - Verkehrs- und Maschinensysteme  
der Technischen Universität Berlin  
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften  
- Dr.-Ing. -

genehmigte Dissertation

## Promotionsausschuss

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. H. Meyer

Gutachter: Prof. Dr. B. Wiedemann

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. H. Pucher

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 09.05.2012

Berlin 2012

D 83



## Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen der TU Berlin. Teile der experimentellen Untersuchungen wurden im Rahmen des Projekts „HCCI“ vom Zukunftsfonds der Technologiestiftung des Landes Berlin gefördert. Im Rahmen von gemeinsamen Veröffentlichungen wurden weiterführende Versuche von der IAV GmbH gefördert. Für diese Unterstützung möchte ich mich herzlich bedanken.

Herr Prof. Pucher hat mich mit seinen hohen Qualitätsansprüchen an Forschung und Lehre nachhaltig geprägt und motiviert eine Promotion an seinem Fachgebiet anzustreben. Während seiner Zeit als Fachgebietsleiter räumte er mir großen Gestaltungsspielraum ein. So konnte ich neben der wissenschaftlichen Arbeit auch wichtige organisatorische Fähigkeiten erlernen. Auch nach seiner Pensionierung stand er immer für Fragen und lehrreiche Diskussionen sowie persönliche Ratschläge zur Verfügung. Ich freue mich daher ganz besonders, dass er diese Arbeit als Gutachter betreut hat und möchte für seine kritischen aber nie unbegründeten Anmerkungen bedanken.

Nach der Pensionierung von Herrn Prof. Pucher hat Herr Prof. Wiedemann das Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen übernommen. Ich hatte somit das außerordentliche Glück zwei große Persönlichkeiten als Doktorvater zu haben, die mir beide Ihre Prägung mitgegeben haben. Herr Prof. Wiedemann hat das Fachgebiet in unruhigen Zeiten übernommen und mit seiner außerordentlichen Erfahrung und Einsatzbereitschaft erhalten. Diese Arbeit wäre ohne seinen unermüdlichen Einsatz für die experimentelle Arbeit nicht in der vorliegenden Qualität möglich gewesen. Ich freue mich, dass Herr Prof. Wiedemann das Hauptreferat zu dieser Dissertation übernommen hat und möchte ihm meinen herzlichen Dank aussprechen.

Herrn Prof. Meyer danke ich für die Übernahme des Vorsitzes im Promotionsausschuss. Ich kenne ihn noch aus meinen ersten Semestern an der TU Berlin und er ist mir mit seiner positiven Energie und der Fähigkeit andere Menschen für Maschinenbau zu begeistern in Erinnerung geblieben.

Mein Dank gilt auch den Mitarbeitern des Fachgebiets Verbrennungskraftmaschinen. Hervorheben möchte ich an dieser Stelle Herrn Lautrich und Herrn Scherer, die mich jederzeit mit Rat und Tat unterstützt haben. Weiter möchte ich auch den zahlreichen Studierenden danken, die mit ihren studentischen Arbeiten maßgeblich zur Qualität dieser Arbeit beigetragen haben [1-13].

Frau Puschmann, Herr Dr. Brauer und Herr Rempel von der Firma IAV GmbH haben die Arbeiten zu alternativen Kraftstoffen mit Anregungen und Diskussionen unterstützt. Gemeinsam haben wir ein besseres Verständnis zum Einfluss der Kraftstoffeigenschaften erarbeitet und dieses auch publiziert. Ich habe unsere gemeinsame Zeit und unser kollegiales Miteinander sehr genossen und möchte mich an dieser Stelle herzlich bedanken.

Meinen Eltern danke ich für die eingeräumte Freiheit, die ich als Kind und Jugendlicher genossen habe. Ich durfte viele Dinge tun und erleben die nicht selbstverständlich sind und die mich bis heute prägen. Ich bin immer wieder überrascht von der Begeisterungsfähigkeit meiner Eltern über die Dinge die ich so mache und über Ihre Fürsorge und Wärme. Ich freue mich nun meine eigene kleine Familie in unser großes Ganzes einbringen zu können.

Abschließend danke ich meiner Freundin Tanja. Wir gehen nun schon seit vielen Jahren gemeinsam durchs Leben und sind seit etwas mehr als einem Jahr auch glückliche Eltern. Ich freue mich eine Partnerin gefunden zu haben, die ich innig liebe und auf die ich mich rückhaltlos verlassen kann. Ich bin sehr gespannt, was die Zukunft bringt und dankbar für das bereits Erlebte.

# Inhaltsverzeichnis

Danksagung .....	3
Inhaltsverzeichnis .....	5
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>7</b>
1.1 CO <sub>2</sub> -Reduktion im Verkehrssektor .....	7
1.2 Motivation für diese Arbeit.....	9
1.3 Zielsetzung.....	11
<b>2 Grundlagen und Stand der Technik .....</b>	<b>12</b>
2.1 Aktuelle dieselmotorische Brennverfahren .....	12
2.1.1 Allgemeines.....	12
2.1.2 Kennzeichen aktueller dieselmotorischer Brennverfahren .....	13
2.1.3 Das diffusionsgesteuerte dieselmotorische Brennverfahren.....	17
2.1.4 Homogene und teilhomogene dieselmotorische Brennverfahren .....	19
2.2 Verwendete regelungstechnische Grundlagen und Begriffe .....	25
2.3 Steuerung und Regelung von Pkw-Dieselmotoren .....	30
2.3.1 Konventionelle Motorsteuerung von Pkw-Dieselmotoren .....	30
2.3.2 Methoden zur Kalibration von Einspritzmengen.....	31
2.3.3 Zylinderdruckbasiertes Motormanagement.....	33
2.4 Alternative Kraftstoffe für Dieselmotoren .....	35
2.4.1 Wesentliche Kraftstoffeigenschaften für den Dieselmotor geeigneter Kraftstoffe.....	35
2.4.2 Bereitstellung und Verfügbarkeit alternativer Kraftstoffe für Dieselmotoren .....	37
2.4.3 Auswirkung alternativer Kraftstoffe auf Brennverfahren und Schadstoffemission .....	39
2.5 Einführung und Definition wesentlicher motorischer Größen .....	42
<b>3 Versuchsaufbau und Versuchsplanung .....</b>	<b>47</b>
3.1 Versuchsaufbau .....	47
3.2 Versuchsplanung .....	53
3.2.1 Versuchsdurchführung und Methodik.....	53
3.2.2 Erster Versuchsabschnitt: Auswirkungen der Kraftstoffeigenschaften.....	54
3.2.3 Zweiter Versuchsabschnitt: Systemidentifikation der Vorverbrennung .....	57
3.2.4 Dritter Versuchsabschnitt: Motorbetrieb mit Regelung der Vorverbrennung .....	58
<b>4 Auswirkungen nicht-normgerechter Kraftstoffe auf den Dieselmotorbetrieb .....</b>	<b>61</b>
4.1 Auswirkungen der Kraftstoffeigenschaften auf den Motorbetrieb bei unterer Teillast .....	61
4.2 Auswirkungen der Kraftstoffeigenschaften auf den Motorbetrieb bei oberer Teillast..	67
4.3 Auswirkungen der Kraftstoffeigenschaften auf den Motorbetrieb bei Nennleistung....	73
4.4 Zusammenfassung und Analyse der Auswirkungen der Versuchskraftstoffe.....	78

5	Detektion und Kompensation nicht-normgerechter Kraftstoffeigenschaften im Dieselmotorbetrieb .....	79
5.1	Ziele, Voraussetzungen und Grenzen bei Detektion und Kompensation .....	79
5.2	Analyse von Regel-, Stell- und Störgrößen .....	82
5.2.1	Identifikation und Analyse möglicher Regel- und Stellgrößen .....	82
5.2.2	Analyse der Störgrößen .....	88
5.3	Systemidentifikation zur Regelung der Vorverbrennung .....	91
5.3.1	Systemidentifikation zur Regelung der Vorverbrennung für die untere Teillast .....	92
5.3.2	Systemidentifikation zur Regelung der Vorverbrennung für die obere Teillast .....	96
5.4	Manuelle Kompensation abweichender Vorverbrennung .....	99
5.5	Zylinderdruckbasierte Regelung der Vorverbrennung .....	103
5.5.1	Entwicklung der Regelstrategie .....	103
5.5.2	Funktionsnachweis der Regelung der Vorverbrennung im Motorbetrieb .....	106
6	Zusammenfassung und Ausblick .....	111
	Abbildungsverzeichnis .....	115
	Tabellenverzeichnis .....	119
	Formelzeichen .....	121
	Abkürzungen .....	123
	Literaturverzeichnis .....	125
	Anhang .....	135
	A1 Schemazeichnungen des Einzylinder-Prüfstands .....	136
	A2 Kraftstoffeigenschaften der Versuchskraftstoffe .....	140

# 1 Einleitung

## 1.1 CO<sub>2</sub>-Reduktion im Verkehrssektor

Die Verfügbarkeit von Transportkapazität für Güter und Personen ist ein wesentlicher Baustein derzeitiger globalisierter Industriegesellschaften. Dies wird unter anderem durch den deutlichen Anstieg der von Jahr zu Jahr geleisteten Transportkilometer deutlich. Aktuell werden die Transportmittel zur Bereitstellung dieser Transportkapazität vornehmlich mit fossilen Kraftstoffen betrieben. Der Transportsektor trägt daher, neben anderen Emittenten, wesentlich zum globalen CO<sub>2</sub>-Ausstoß bei. Zusätzlich zeigt er einen deutlichen Anstieg in seiner jährlichen CO<sub>2</sub>-Emission [14-15]. Im Sinne des Klimaschutzes und aufgrund der Endlichkeit fossiler Ressourcen ist eine Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emission des Transportsektors zwingend erforderlich [16-19]. Um eine solche Reduktion zu erreichen, bieten sich drei wesentliche Handlungsstränge an:

- Reduktion der geleisteten Transportkilometer
- Effizienzsteigerung bei Transportmitteln und Energiebereitstellung
- Umstieg auf alternative Energieerzeugung und -speicherung

So wichtig die kritische Betrachtung des kontinuierlichen Anstiegs der Transportkilometer auch ist, eine deutliche Reduktion des globalen Mobilitäts- und Transportaufkommens, oder auch nur eine Begrenzung des Anstiegs, erscheint zum heutigen Zeitpunkt nicht realistisch. Die Möglichkeiten zur Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emission durch diesen Handlungsstrang sind in unserer heutigen, globalisierten Wirtschaft daher stark eingeschränkt.

Die Möglichkeiten zur Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emission über eine Effizienzsteigerung werden abhängig vom Transportsektor unterschiedlich beurteilt. Für die individuelle Mobilität erscheint eine Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emission, durch zum Beispiel Downsizing, Hybridisierung oder Elektrifizierung des Antriebsstrangs, von ca. 20-30% nach Einschätzung von Experten (z.B. [20]) in den nächsten 20 Jahren möglich. Allerdings hängt die somit prognostizierte Effizienzsteigerung

stark von den legislativen und wirtschaftlichen Randbedingungen ab. Bei diesen handelt es sich im Wesentlichen um die weitere Ausgestaltung der Gesetze zu Schadstoffgrenzwerten und die Festlegung verbindlicher CO<sub>2</sub>-Flotten-Emissionen mit den verbundenen Strafen bei einer Überschreitung dieser Grenzwerte. Zusätzlich zu einer Steigerung bei der Wandlungseffizienz kann eine Effizienzsteigerung bei der Energiebereitstellung erreicht werden. Für die Größenordnung dieser Effizienzsteigerung soll und kann an dieser Stelle allerdings keine fundierte Abschätzung getroffen werden. Die kombinierte Effizienz von Energiewandlung in Kraftfahrzeugen und Energiebereitstellung, die beim sogenannten Well-to-Wheel-Ansatz betrachtet wird, sollte somit in Zukunft deutlich gesteigert werden.

Die Bereitstellung und Speicherung von CO<sub>2</sub>-neutraler Energie in für mobile Anwendungen geeigneter Form wird in der letzten Zeit kontrovers diskutiert. Aktuell treten in den Diskussionen die elektrochemische Speicherung durch Batterietechnik und die chemische Speicherung in zum Beispiel Wasserstoff oder flüssigen Kohlenwasserstoffen in Konkurrenz, da für sämtliche Speicherformen eine regenerative und somit nahezu CO<sub>2</sub>-neutrale Energiegewinnung möglich ist. Bei genauerer Betrachtung ist jedoch festzustellen, dass sich die verschiedenen Speichertechnologien hinsichtlich der Schadstoffentstehung bei ihrer Wandlung in kinetische Energie und insbesondere in ihrer Speicherdichte deutlich unterscheiden.

Bei der Verwendung von Batterien oder Wasserstoff als Energiespeicher für Brennstoffzellen und dann jeweils kombiniert mit elektrischen Antrieben, ist eine schadstofffreie Wandlung der gespeicherten Energie in kinetische Energie möglich. Im Gegensatz dazu führt die Verbrennung von Wasserstoff oder Kohlenwasserstoffen in Verbrennungskraftmaschinen unweigerlich zu einer, wenn auch in den meisten Fällen sehr geringen, Schadstoffentstehung. Allerdings zeichnen sich insbesondere flüssige Kohlenwasserstoffe durch eine, im Vergleich zur Batterietechnik, ausgesprochen hohe Energiedichte aus.

Diese Unterscheidungsmerkmale führen bei konsequenter Betrachtung zur Auflösung der aktuell wahrgenommenen Konkurrenzsituation zugunsten einer Zuordnung der Speichertechnologien je nach Anwendungsgebiet. Fahrzeuge mit hoher Anforderung an Reichweite oder Nutzlast werden aller Voraussicht nach mit chemischen Speichern betrieben werden, während Kurzstreckenfahrzeuge für den Individualverkehr mit Batterien ausgestattet werden könnten.

Die Voraussetzung für eine Reduktion im CO<sub>2</sub>-Ausstoß durch den vermehrten Einsatz elektrischer Antriebe ist jedoch die Verwendung von regenerativ erzeugtem Strom. Da dieser Strom auch von der bereits bestehenden Infrastruk-

tur für elektrisch angetriebene, schienengebundene Fahrzeuge verwendet werden kann, erscheinen elektrisch betriebene Individualfahrzeuge erst nach der vollständigen Versorgung der schienengebundenen Fahrzeuge mit regenerativ erzeugtem Strom sinnvoll.

Da sich das Anwendungsgebiet für Fahrzeuge mit elektrischen Speichern nur auf einen kleinen Teil der zur Zeit eingesetzten Fahrzeuge beschränkt, ist eine deutliche Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emission des gesamten Transportsektors nur unter Einbeziehung regenerativ erzeugter Energie und chemischer Speicher möglich. Hierbei werden aus regenerativen Quellen erzeugte, aus flüssigen Kohlenwasserstoffen bestehende Kraftstoffe eine wichtige Rolle spielen. Bei der Entwicklung dieser Kraftstoffe sollte überprüft werden, inwieweit speziell angepasste Kraftstoffe einen schadstoffärmeren und effizienteren Motorbetrieb ermöglichen.

## **1.2 Motivation für diese Arbeit**

Aufgrund der ausgesprochen unterschiedlichen Rohstoffe und Erzeugungspfade für regenerativ erzeugte Kohlenwasserstoffe entstehen bei deren Bereitstellung Kraftstoffe mit deutlich voneinander und von Dieselkraftstoff abweichenden Kraftstoffeigenschaften. Je nach verwendetem Verfahren sind die Kraftstoffeigenschaften allerdings mehr oder weniger frei einstellbar [21-22]. Dies betrifft insbesondere die Cetanzahl und die Siedelinie der Kraftstoffe. Da die Produktionskapazität der einzelnen Erzeugungspfade, aber auch der verfügbaren Rohstoffe, begrenzt ist, wird der Kraftstoffmarkt der Zukunft durch die Verfügbarkeit vieler unterschiedlicher Kraftstoffe gekennzeichnet sein. Im Sinne einer möglichst hohen CO<sub>2</sub>-Einsparung führt dies zu einem steigenden Anteil von Kraftstoffen mit von der DIN-EN 590, der Norm für Tankstellen Dieselkraftstoff, abweichenden Kraftstoffeigenschaften für mobile Anwendungen. Zukünftige Verbrennungsmotoren sollten daher einen sicheren und definierten Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen ermöglichen und hierbei flexibel auf Änderungen der Kraftstoffeigenschaften reagieren sowie diese optimal nutzen können.

Die Verwendung von Kraftstoffen mit unterschiedlichen Kraftstoffeigenschaften schafft neue Herausforderungen für die Motorenentwicklung. So muss sichergestellt werden, dass sowohl die Auslegungslebensdauer des Motors erreicht wird, als auch negative Auswirkungen auf das Brennverfahren, wie zum Beispiel steigendes Verbrennungsgeräusch oder steigende Abgasemissionen, vermieden werden. Zusätzlich sollte überprüft werden, ob durch eine Koevoluti-

on von Brennverfahren und den Kraftstoffeigenschaften von sogenannten Designerkraftstoffen Motorkonzepte mit niedrigsten Emissionen und/oder verbessertem Wirkungsgrad dargestellt werden können.

Für den Dieselmotor gilt es daher Brennverfahren zu entwickeln, die sich robust gegenüber Störungen aufgrund abweichender Kraftstoffeigenschaften verhalten. Um dies zu erreichen, müssen Abweichungen im Brennverhalten aufgrund nicht-normgerechter Kraftstoffeigenschaften von der Motorsteuerung während des Motorbetriebs detektiert und kompensiert werden. Eine solche Detektion und Kompensation ist insbesondere erforderlich, um die Bestimmungen zur Überwachung der Abgasemissionen und der damit verbundenen Komponenten durch die On-Board-Diagnose (OBD<sup>1</sup>) zu gewährleisten. Zusätzlich hilft eine solche Funktionalität, Fahrzeuge für den grenzüberschreitenden Verkehr zu erüchtigen, der einen Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffqualitäten bedeuten kann. Ein weiterer Vorteil einer Methode zur Detektion und Kompensation von Kraftstoffeinflüssen ist ein geringerer Applikationsaufwand für Regionen mit unterschiedlichen Kraftstoffspezifikationen, wie zum Beispiel den USA.

Abschließend kann eine solche Methode durch die Berücksichtigung weiterer serienrelevanter Störgrößen, wie zum Beispiel der Serienstreuung bei Injektoren, zu einer verbesserten Stabilität heutiger Brennverfahren beitragen.

---

<sup>1</sup> Im Rahmen der OBD müssen der Verbrennungsmotor und wesentliche Komponenten der Abgasnachbehandlung überwacht werden, um eine Überschreitung der gesetzlichen Abgasgrenzwerte zu verhindern. Wird eine Fehlfunktion festgestellt, muss dieses über eine Signallampe angezeigt werden. Bei einer andauernden Störung muss das Fahrzeug stillgelegt werden [23-24].

### **1.3 Zielsetzung**

Ziel dieser Arbeit sind die Detektion nicht-normgerechter Kraftstoffeigenschaften und die Kompensation ihrer Auswirkungen auf das Brennverfahren im Betrieb eines Pkw-Dieselmotors.

Um dieses Ziel zu erreichen, sollen zunächst die Kraftstoffeigenschaften mit wesentlichem Einfluss auf das dieselmotorische Brennverfahren im Rahmen von Motorversuchen identifiziert werden. Basierend auf diesen Ergebnissen soll herausgearbeitet werden, welche Auswirkungen auf das Brennverfahren mit Hilfe welcher Sensoren detektiert und über welche Regeleingriffe kompensiert werden können.

Abschließend soll eine Methode präsentiert werden, die eine vom Sollzustand abweichende Verbrennung der während der Voreinspritzung eingespritzten Kraftstoffmenge aufgrund nicht-normgerechter Kraftstoffeigenschaften im Motorbetrieb detektiert und das Brennverfahren über einen Regeleingriff weitgehend gleichstellt. Diese Methode soll mit Blick auf ihre Serientauglichkeit entwickelt werden und soll neben nicht-normgerechten Kraftstoffeigenschaften auch weitere Störgrößen auf das Brennverfahren, wie zum Beispiel eine Änderung der Umgebungstemperatur oder eine Alterung der Einspritzdüsen, kompensieren können.

## 2 Grundlagen und Stand der Technik

### 2.1 Aktuelle dieselmotorische Brennverfahren

#### 2.1.1 Allgemeines

In diesem Abschnitt werden die wesentlichen Eigenschaften aktueller dieselmotorischer Brennverfahren kurz beschrieben. Zusätzlich wird verdeutlicht, wie exakt die Abstimmung dieser Brennverfahren ist und wie sensitiv diese somit auf Störungen reagieren. Für eine umfassende Einführung in die dieselmotorischen Brennverfahren und auch weitere Aspekte von Verbrennungsmotoren wird an dieser Stelle auf die verfügbare Literatur, wie zum Beispiel [25-26], verwiesen.

Für die Entwicklung von Brennverfahren für Dieselmotoren gelten je nach Motorenkategorie unterschiedlich gewichtete Anforderungen. Für Pkw-Dieselmotoren sind dies die Schadstoffemissionen, das Verbrennungsgeräusch, die Leistungsdichte und der Wirkungsgrad. Insbesondere bei der hohen Gewichtung des Verbrennungsgeräuschs unterscheidet sich das Brennverfahren dieser Motorenkategorie deutlich von anderen Motorenkategorien, wie zum Beispiel den Nutzfahrzeugmotoren. Die Aussagen der vorliegenden Arbeit zum Brennverfahren, der Detektion von Abweichungen und deren Kompensation werden aus diesem Grund im Wesentlichen für Pkw-Dieselmotoren getroffen. Da die Schlussfolgerungen im Rahmen dieser Arbeit in der Regel abhängig vom Lastzustand des Motors getroffen werden, sind diese meist von allgemeiner Gültigkeit und somit auch auf andere Kategorien von Dieselmotoren übertragbar. Auf Unterschiede zwischen den Applikationsstrategien der verschiedenen Motorenkategorien, insbesondere hinsichtlich des Verbrennungsgeräuschs, wird im Rahmen dieser Arbeit nicht eingegangen.

Bei der dieselmotorischen Brennverfahrensentwicklung wird, mit der diffusionsgesteuerten und der homogenen Verbrennung, zwischen zwei grundsätzlich unterschiedlichen Brennverfahrens-Ansätzen unterschieden. Da die Kraftstoffei-

genschaften den ungewollten Übergang vom einen in das andere Brennverfahren verursachen können, werden beide Brennverfahren in den Abschnitten 2.1.3 und 2.1.4 kurz vorgestellt.

Aktuelle Brennverfahren für Pkw-Dieselmotoren sind im Wesentlichen durch folgende Merkmale gekennzeichnet:

- Aufladung,
- Abgasrückführung (AGR),
- Ladungsbewegung und Brennraumgestaltung,
- Hohe Einspritzdrücke in Kombination mit kleinen Düsenbohrungen,
- Mehrfacheinspritzung.

## **2.1.2 Kennzeichen aktueller dieselmotorischer Brennverfahren**

### Aufladung

Der Begriff Aufladung beschreibt die Versorgung des Motors mit Luft von, gegenüber der Umgebung, erhöhter Dichte. Die hierdurch gegenüber dem Saugbetrieb zusätzlich bereitgestellte Luftmasse kann für unterschiedliche Maßnahmen verwendet werden. Beim dieselmotorischen Brennverfahren wird die zusätzliche Luftmasse zum einen zum Verbrennen von zusätzlichem Kraftstoff verwendet, um den Mitteldruck und somit die maximale Leistung und teilweise auch den effektiven Wirkungsgrad zu steigern. Wird über diese Maßnahme ein großvolumiger Motor durch einen hubraumkleineren Motor derselben Leistung ersetzt, wird dieses üblicherweise als Downsizing bezeichnet. Zum anderen kann die zusätzliche Luftmasse verwendet werden, um das Verbrennungsluftverhältnis zu erhöhen und so geringere Schadstoffemissionen darzustellen. Da sich beide genannten Maßnahmen in gegenseitiger Konkurrenz befinden, muss je nach Anwendungs- und Kennfeldbereich entschieden werden, wozu die durch die Aufladung zusätzlich bereitgestellte Luftmasse verwendet wird. Insbesondere ist bei steigender Abgasrückführrate (AGR-Rate) ein steigender Ladedruck für konstantes Verbrennungsluftverhältnis und konstante Last erforderlich. Hohe AGR-Raten bei akzeptabler Leistungsdichte werden daher durch die Aufladung erst ermöglicht.

Um der Forderung nach einem möglichst hohen effektiven Wirkungsgrad des Motors nachzukommen, werden heutzutage zur Aufladung von Dieselmotoren nahezu ausschließlich Abgasturbolader eingesetzt. Diese zeichnen sich durch

die Nutzung der aus, was im Gegensatz zur mechanischen Aufladung<sup>2</sup> den effektiven Wirkungsgrad erhöht. Gasdynamische Aufladeaggregate, wie zum Beispiel der Compres-Lader [27-29], werden in Forschungs- und Entwicklung zwar betrachtet, haben aber aufgrund von Schwierigkeiten im dynamischen Betrieb und einem geringen maximal möglichen Druckverhältnis bisher keine Relevanz am Markt gewinnen können.

Die Abgasturboaufladung wird heutzutage, aus Gründen des besseren Ansprechverhaltens oder niedriger Schadstoffemissionen im dynamischen Betrieb, zunehmend mit variabler Turbinengeometrie oder als geregelte zweistufige Aufladung ausgeführt. Es sind aber weiterhin auch noch viele einstufige Systeme mit einer Ladedruckregelung über ein so genanntes Wastegate<sup>3</sup> im Einsatz.

### Abgasrückführung

Unter Abgasrückführung (AGR) wird das Zurückleiten von Abgas des Verbrennungsmotors in den Brennraum verstanden. Die Abgasrückführung erhöht somit den Inertgasanteil und die spezifische Wärmekapazität des Arbeitsgases im Brennraum. Für einen konstanten Ladedruck und Liefergrad wird mit steigender AGR-Rate das Verbrennungsluftverhältnis verkleinert, da das Zylindervolumen zu Teilen mit Abgas gefüllt wird. Insbesondere bei der Verwendung von gekühltem Abgas kann die maximale Zylindertemperatur deutlich verringert werden, was zu geringeren Stickoxidemissionen und geringerer Bauteilbelastung führt.

Bei der Abgasrückführung werden die Varianten interne und externe Abgasrückführung unterschieden. Interne Abgasrückführung beschreibt die Steuerung der Abgasmenge direkt im Zylinder. Hierzu werden die Steuerzeiten von Ein- und Auslassventil so gewählt und gegebenenfalls während des Betriebs angepasst, dass sich die gewünschte AGR-Rate einstellt. Bei der externen Abgasrückführung wird das Abgas über spezielle Klappen oder Ventile von der Abgasleitung in den Ansaugtrakt geleitet. Der Vorteil der externen Abgasrückführung liegt dabei in der Möglichkeit das zurückgeführte Abgas zu kühlen. Allerdings ist die externe Abgasrückführung im Vergleich zur internen Abgasrückführung deutlich langsamer in der Reaktion auf Stelleingriffe.

---

<sup>2</sup> Mechanische Aufladung: Das Aufladeaggregat, bevorzugt ein Verdrängungslader, wird mechanisch vom Motor angetrieben. Dies erfolgt in der Regel über ein Riemen- oder Zahnradgetriebe von der Kurbelwelle aus.

<sup>3</sup> Wastegate: Bypassklappe an der Turbine eines Turboladers. Dient zur Ladedruckregelung über die Regelung der Turbinenleistung. Das Wastegate wird heutzutage in der Regel kennfeldbasiert gesteuert.

Bei der externen Abgasrückführung wird zudem zwischen Hochdruck- und Niederdruck-Abgasrückführung unterschieden. Hochdruck-Abgasrückführung beschreibt ein System mit Entnahme von Abgas vor der Turbine und Rückführung nach dem Verdichter des Abgasturboladers. Niederdruck-Abgasrückführung demgegenüber beschreibt die Entnahme von Abgas nach der Turbine und die Einleitung vor dem Verdichter. Je nach Druckgefälle muss bei dieser Variante der Abgasrückführung häufig zusätzlich eine Drosselklappe im Abgastrakt vorgesehen werden, um eine ausreichend hohe AGR-Rate sicherzustellen.

Die Abgasrückführung wird beim Dieselmotor hauptsächlich zur Reduktion der Stickoxid-Rohemission eingesetzt. Da bei steigender AGR-Rate zusätzlich die Umsatzrate der Verbrennung sinkt, mindert die Abgasrückführung auch das Verbrennungsgeräusch. Allerdings steigen bei steigender AGR-Rate die Rohemissionen von unverbrannten Kohlenwasserstoffen (HC) und Kohlenmonoxid (CO). Zusätzlich verringert die externe Abgasrückführung den indizierten Wirkungsgrad, da der Anteil des zurückgeführten Abgases erneut zu den Ladungswechselverlusten beiträgt. Gewöhnlich wird dieser Effekt jedoch der Verringerung der  $\text{NO}_x$ -Rohemission untergeordnet, was sich in AGR-Raten bis ca. 40% bei aktuellen dieselmotorischen Brennverfahren äußert.

### Ladungsbewegung und Brennraumgestaltung

Der Einlasskanal aktueller Dieselmotoren wird normalerweise so ausgeführt, dass dem einströmenden Arbeitsgas eine Drehbewegung um die Zylinderachse aufgeprägt wird. Diese, „Drall“ genannte, Ladungsbewegung stellt sicher, dass auch große Einspritzmassen ohne Wandauftrag in den Zylinder eingebracht werden können. Dies wird über eine Verlängerung des Strahlkeulenwegs durch eine Krümmung entlang der Ladungsbewegungsrichtung erreicht. Zusammen mit einer angepassten Brennraumgestaltung, zum Beispiel mit  $\omega$ -Mulde, und der Auslegung der Einspritzdüse hinsichtlich Konizität, Strahlwinkel und Höhenlage, stellt die Ladungsbewegung eine gute Strahlaufbereitung sicher. Diese führt zu einer verkürzten Brenndauer und ermöglicht so Dieselmotoren mit hohem indiziertem Wirkungsgrad und hohen Drehzahlen. Das Niveau der Ladungsbewegung um die Zylinderachse wird durch die Drallzahl beschrieben.

Da mit steigender Drallzahl eine größere Ladungswechselarbeit erforderlich ist, und eine hohe Drallzahl zudem einem hohen Liefergrad entgegensteht, sind aktuelle Vierventilmotoren zumeist mit je einem Drall- und einem Füllkanal pro Zylinder ausgeführt. In Abhängigkeit von Last und Drehzahl wird eine Klappe betätigt, die die Aufteilung des Luftmassenstroms zwischen Drall- und Füllkanal

steuert. So kann eine hohe Ladungsbewegung in der Teillast mit hohem Liefergrad und hohem Wirkungsgrad bei höheren Lasten kombiniert werden.

### Hohe Einspritzdrücke in Kombination mit kleinen Düsenbohrungen

Um die in den Abgasgrenzwerten gesetzlich vorgeschriebenen, niedrigen Partikelemissionen bei minimaler Regenerationshäufigkeit des Partikelfilters zu erreichen, wird der maximale Einspritzdruck seit Jahren kontinuierlich erhöht. Inzwischen wurden sowohl bei Nfz-, als auch bei Pkw-Dieselmotoren maximale Einspritzdrücke von über 2000 bar erreicht. Die Kombination hoher Einspritzdrücke mit immer kleineren Düsenlöchern ermöglicht eine hohe Zerstäubungsgüte, auch in der Teillast, bei gleichzeitiger Vollastfähigkeit, die durch den maximalen Durchfluss durch die Düsenlöcher begrenzt sein kann.

Da die Bereitstellung des Einspritzdrucks über eine vom Motor angetriebene Einspritzpumpe erfolgt, führt die mit steigendem Einspritzdruck verbundene Erhöhung der Einspritzpumpenleistung zu einem sinkenden mechanischen Wirkungsgrad des Motors. Aus diesem Grund ist bei aktuellen Common-Rail-Systemen zum einen die Kraftstofffördermenge über eine Zumesseinheit regelbar, zum anderen der Druck im Hochdruckspeicher mit einem Regelventil einstellbar. So kann der geforderte Einspritzdruck bei minimal notwendiger Pumpenleistung eingestellt werden. Bei der Applikation des Motors wird dann, je nach Kennfeldbereich, ein Einspritzdruck festgelegt, der dem Zielkonflikt zwischen Rußemission, Verbrennungsgeräusch und Wirkungsgrad bestmöglich genügt.

### Mehrfacheinspritzung

Die für die Reduktion des Verbrennungsgeräuschs entwickelte Voreinspritzung ist seit längerer Zeit Stand der Technik in Pkw-Dieselmotoren. Der Konditionierung des Brennraums über die Voreinspritzung und Verbrennung kleiner Mengen Kraftstoff kommt im Zielkonflikt zwischen Verbrennungsgeräusch und Rußemission eine entscheidende Bedeutung zu.

Neben Voreinspritzungen werden bei aktuellen Brennverfahren vermehrt Nacheinspritzungen zur Beschleunigung des Rußabbrands in späten Phasen der Verbrennung und zur Erhöhung der Abgastemperatur eingesetzt. Diese Erhöhung der Abgastemperatur wird zur Regeneration von Partikelfiltern oder zum schnellen Aufheizen von Komponenten der Abgasnachbehandlung eingesetzt. Je nach Anforderungen kommen inzwischen mehrere Vor- und Nacheinspritz-

zungen zum Einsatz, wobei die gewählte Einspritzstrategie häufig über den Kennfeldbereich des Motors und abhängig von den Umgebungsbedingungen variiert wird. Bei dieser Abstimmung werden Voreinspritzungen vornehmlich im unteren Kennfeldbereich eingesetzt, da dort das Verbrennungsgeräusch von besonderer Relevanz ist. Weiter werden seit einiger Zeit Methoden zur Einspritzratenverlaufsformung untersucht, die geringste Ruß- und Stickoxidemissionen bei niedrigem Verbrennungsgeräusch ermöglichen.

Da zu kleine Voreinspritzmengen nicht zum Zünden gebracht werden können und zu große Voreinspritzmengen den Wirkungsgrad vermindern und die Schadstoffemissionen erhöhen können, muss die Voreinspritzmenge genau eingestellt werden und darf nur geringen Zyklenschwankungen im Motorbetrieb unterliegen. Darüber hinaus muss sichergestellt werden, dass die einmal definierte Voreinspritzmenge auch über die Lebenszeit des Motors eingehalten wird. Hierzu dienen neben einer gewissenhaften Applikation die in 2.3.2 vorgestellten Methoden zur Kalibration von Einspritzmengen.

### **2.1.3 Das diffusionsgesteuerte dieselmotorische Brennverfahren**

Das diffusionsgesteuerte dieselmotorische Brennverfahren wird heutzutage in Dieselmotoren aller Motorenkategorien fast ausschließlich verwendet. Es verbindet ein geringes Verbrennungsgeräusch mit niedrigen HC- und CO-Emissionen. Zusätzlich lässt es sich über die Wahl von Einspritzbeginn und neuerdings auch Einspritzrate sehr gut steuern. Da der bei innerer Gemischbildung verhältnismäßig lange Zündverzug zu einer verzögerten Umsetzung des eingespritzten Kraftstoffmassenstroms führt, entkoppelt dieser die Einspritzrate von der Brennrate. Bei längerem Zündverzug wird eine größere Menge Kraftstoff in den Zylinder eingespritzt, die erst nach dem Zündverzug des ersten eingespritzten Teilchens nahezu schlagartig verbrennt. Dies führt zu einem hohen Gradienten des Zylinderdrucks, welcher zu einem hohen Verbrennungsgeräusch beiträgt. Grundsätzlich wird beim diffusionsgesteuerten Brennverfahren daher ein möglichst kurzer Zündverzug angestrebt. Dieser wird in der Regel durch die Anwendung von Voreinspritzungen und ein möglichst hohes Verdichtungsverhältnis, soweit es die Stickoxidemission ermöglicht, erreicht.

Da die Diffusionsverbrennung normalerweise mit Zonen lokalen Luftmangels einhergeht, ist sie immer mit einer, im Vergleich zur homogenen Verbrennung, hohen Rußemission verbunden. Zusätzlich fördert die für einen kurzen Zündverzug notwendige, hohe Zylindertemperatur eine hohe Verbrennungsspritztemperatur. Dies kann je nach Brennverfahrens-Abstimmung zu einer erhöhten

NO<sub>x</sub>-Emission führen. Maßnahmen, die diese erhöhte NO<sub>x</sub>-Emission senken, führen fast ausschließlich zu einer Erhöhung der Rußemission. Dieses Verhalten wird als Ruß-NO<sub>x</sub>-Zielkonflikt bezeichnet und ist wesentlich für die Auslegung des diffusionsgesteuerten Brennverfahrens.

Mit der Einführung zunehmend strengerer Partikel- und NO<sub>x</sub>-Grenzwerte im Rahmen der Emissionsgesetzgebung wird die Auslegung des Brennverfahrens innerhalb des Ruß-NO<sub>x</sub>-Zielkonflikts immer bedeutender. In einem ersten Entwicklungsschritt führte dies zu einer Absenkung des Verdichtungsverhältnisses für die diffusionsgesteuerten dieselmotorischen Brennverfahren. Dies ermöglicht eine Steigerung der Leistungsdichte und senkt die Stickoxidemissionen, da mit diesem Schritt die maximalen Zylindertemperaturen für konstante Last gesenkt werden. Letztendlich motivierten diese Überlegungen die Arbeiten zu homogenen und teilhomogenen Brennverfahren, die im folgenden Abschnitt kurz eingeführt werden.

Ein alternatives Verfahren zur Lösung des Zielkonflikts zwischen Stickoxid-Emission und Wirkungsgrad wurde von *Mazda* in der aktuellen *Skyactive* Motorenreihe vorgestellt, welche einen konsequenten Derating-Ansatz<sup>4</sup> verfolgt und einen Übergang zur teilhomogenen Verbrennung darstellt.

---

<sup>4</sup> Derating: Eine Auslegungsstrategie für Verbrennungsmotoren, bei der relativ niedrige maximale Zylinderdrücke angestrebt werden. Dies wird über ein reduziertes Verdichtungsverhältnis erreicht. Hierbei wird angestrebt, die auftretenden Wirkungsgradnachteile durch geringere Reibung zu kompensieren. Für den Kaltstart wird interne Abgasrückführung eingesetzt. Das Derating ermöglicht somit geringste Stickoxid-Rohemissionen und steht im Gegensatz zum weitaus geläufigeren Downsizing.

#### 2.1.4 Homogene und teilhomogene dieselmotorische Brennverfahren

Homogene und teilhomogene dieselmotorische Brennverfahren zeichnen sich durch eine willentliche Verlängerung des Zündverzugs aus. Diese führt zu einer verstärkten Durchmischung von Luft- und Kraftstoffteilchen und reduziert somit den Anteil an Zonen mit lokalem Luftmangel. Je nach Grad der Homogenisierung werden die Brennverfahren als homogene oder teilhomogene Brennverfahren bezeichnet, wobei ein fließender Übergang zwischen diesen Brennverfahren und der diffusionsgesteuerten Verbrennung besteht. Dieser Übergang zwischen den Brennverfahren wird durch die Länge des Zündverzugs ausgelöst. Da dieser relativ empfindlich auf die Zylindertemperatur reagiert, reicht im unteren Kennfeldbereich bereits das Weglassen der Voreinspritzung, um ein diffusionsgesteuertes Brennverfahren in ein teilhomogenes Brennverfahren zu überführen. Aus diesem Grund können auch Kraftstoffeigenschaften wie die Cetanzahl oder die Verdampfungseigenschaften, welche ein Ausbleiben der Vorverbrennung<sup>5</sup> verursachen können, zu einer Änderung des Brennverfahrens führen. Diese Änderung ist normalerweise mit einem deutlich abweichenden Emissions- und Geräuschverhalten verbunden.

Die Verlängerung des Zündverzugs wird in aller Regel über ein niedriges Verdichtungsverhältnis, hohe AGR-Raten und das Weglassen von Voreinspritzungen erreicht. Zudem wird der Kraftstoff entweder sehr früh oder sehr spät und somit bei einer niedrigen Zylindertemperatur eingespritzt. Um einen Wandauftrag zu vermeiden wird die Einspritzung häufig in viele einzelne Einspritzungen aufgeteilt. Häufig werden die homogenen und teilhomogenen dieselmotorischen Brennverfahren anhand der gewählten Einspritzstrategie unterteilt, wenngleich es keine allgemein akzeptierte Klassifizierung gibt [30].

Aufgrund der Reduktion von Zonen mit lokalem Luftmangel können mit homogenen und teilhomogenen Brennverfahren niedrigste Rußemissionen realisiert werden. Da in aller Regel aufgrund einer stärkeren Verteilung der Verbrennungszone im Brennraum auch die lokale Verbrennungsspitzen temperatur sinkt, lässt sich dies bei niedrigen NO<sub>x</sub>-Emissionen erreichen. Das Brennverfahren schafft es somit den herkömmlichen Ruß-NO<sub>x</sub>-Zielkonflikt aufzulösen. Im Gegensatz zum diffusionsgesteuerten dieselmotorischen Brennverfahren zeigen homogene und teilhomogene dieselmotorische Brennverfahren allerdings eine stark erhöhte HC- und CO-Emission und ein hohes Verbrennungsge-

---

<sup>5</sup> Vorverbrennung: Im Kontext dieser Arbeit wird der Begriff Vorverbrennung für die Verbrennung der Voreinspritzmenge verwendet. Siehe hierzu auch Abschn. 2.5, in dem die verwendeten Bezeichnungen eingeführt werden.

räusch. Da Maßnahmen zur Senkung des Verbrennungsgeräuschs in aller Regel aber mit einer (weiteren) Erhöhung der HC- und CO Emission einhergehen, wird der Zielkonflikt zwischen Verbrennungsgeräusch und CO-Emission als maßgeblich für diese Brennverfahren angesehen [31-33].

Da die homogenen und teilhomogenen dieselmotorischen Brennverfahren für ihre Funktion zwingend auf einen ausreichend langen Zündverzug angewiesen sind, bleibt deren Anwendungsbereich auf den niedrigen Last- und Drehzahlbereich beschränkt. Zu höheren Lasten steigt die Zylindertemperatur, was zu einer Abnahme des Zündverzugs führt. Mit steigenden Drehzahlen reicht die für die Homogenisierung zur Verfügung stehende Zeit nicht mehr aus. Daher müssen homogene und teilhomogene Brennverfahren stets mit diffusionsgesteuerten klassischen Brennverfahren für höhere Lasten kombiniert werden. Für die Motorauslegung bedeutet dies, dass unter anderem die Brennraumgeometrie und die Einspritzdüsenauslegung für beide Brennverfahren geeignet sein müssen. Da sich die Anforderungen homogener und diffusionsgesteuerter Brennverfahren an die Motorauslegung aber deutlich unterscheiden, ist eine für beide Verfahren zufriedenstellende Auslegung nicht oder nur ungenügend zu erreichen. Im Gegensatz zu den homogenen Brennverfahren sind die Anforderungen teilhomogener Brennverfahren an die Motorauslegung denen des diffusionsgesteuerten Brennverfahrens deutlich ähnlicher. Eine Kombination von teilhomogenem und diffusionsgesteuertem Betrieb ist daher eher möglich. Um die niedrigen Partikelemissionen für weite Kennfeldbereiche darstellen zu können, ist die Anhebung der Lastgrenze ein wesentlicher Aspekt bei der Entwicklung von homogenen und teilhomogenen Brennverfahren. Dies kann über ein geringeres Verdichtungsverhältnis, Kraftstoffe mit niedrigerer Cetanzahl oder höherer Flüchtigkeit sowie externe Gemischbildung erreicht werden [31, 33-38].

Mit der beabsichtigten Verlängerung des Zündverzugs wird die Steuerung der homogenen und teilhomogenen dieselmotorischen Brennverfahren weitgehend von der zeitlichen Lage der Einspritzung entkoppelt. Hierbei steigt der Grad der Entkopplung mit dem Grad der Homogenisierung. Dieser Zusammenhang führt dazu, dass die homogenen und die teilhomogenen dieselmotorischen Brennverfahren im Wesentlichen über den Gaszustand im Zylinder gesteuert werden. Dieser reagiert deutlich langsamer auf Stelleingriffe und ist zudem von weiteren Größen, wie der AGR-Rate abhängig. Die Steuerung homogener und teilhomogener Brennverfahren ist somit deutlich schwieriger als die herkömmlicher Brennverfahren [39].

Aktuell ist noch kein Durchbruch bei der Entwicklung homogener und teilhomogener dieselmotorischer Brennverfahren erreicht, weshalb diese noch nicht zum

Serieneinsatz gekommen sind. Allerdings sind die bislang bei der Entwicklung dieser Brennverfahren gewonnenen Erkenntnisse zum Zusammenhang von Zündverzug und Partikelemission sehr wertvoll. Diese Erkenntnisse werden bei der Applikation von diffusionsgesteuerten Brennverfahren eingesetzt, von denen in manchen Kennfeldbereichen dann durchaus auch von teilhomogenen Brennverfahren gesprochen werden kann.

### Applikation dieselmotorischer Brennverfahren

Zur Ermittlung der gesetzlich relevanten Emissionen eines Pkw, muss dieser den gesetzlich vorgeschriebenen Abgastest auf einem Rollenprüfstand absolvieren. Der dabei zu durchzufahrende Abgastestzyklus liegt als ein Geschwindigkeits-Zeit-Profil vor, welches für unterschiedliche Regionen der Erde unterschiedlich definiert ist. Je nach Motor-Fahrzeug-Kombination und Abgastestzyklus werden beim Durchfahren des Abgastestzyklus unterschiedlich hohe Antriebsmomente und somit unterschiedlich hohe Lasten des Motors benötigt. In den meisten Fällen tritt ein Betrieb bei niedrigen Lasten und niedrigen Drehzahlen besonders häufig auf, während ein Betrieb bei Vollast kaum auftritt. Die Aufgabe der Applikation ist es, die Motor-Fahrzeug-Kombination so abzustimmen, dass die Abgasgrenzwerte eingehalten und Kundenanforderungen, wie zum Beispiel eine geforderte Fahrdynamik oder ein maximal zulässiges Verbrennungsgeräusch, erfüllt werden. Zusätzlich muss die, im Rahmen der Flottenstrategie des Fahrzeugherstellers, für das Fahrzeug festgelegte CO<sub>2</sub>-Emission eingehalten werden.

Aufgrund dieser unterschiedlichen Anforderungen treten bei der Abstimmung eines Dieselmotors mehrere Zielkonflikte auf. Manche dieser Zielkonflikte können auf verschiedene Kennfeldbereiche aufgeteilt und somit entschärft werden. Trotzdem bleiben einige wesentliche Zielkonflikte bestehen. Dies trifft insbesondere für den abgaszyklusrelevanten Kennfeldbereich zu. In diesem Kennfeldbereich haben sowohl das vom Kunden geforderte niedrige Verbrennungsgeräusch, als auch die gesetzlich vorgeschriebenen Schadstoffemissionen und eine niedrige CO<sub>2</sub>-Emission eine hohe Priorität.

Über das Einstellen des Zündverzugs durch Voreinspritzungen lassen sich sowohl das Verbrennungsgeräusch, als auch die Rußemission beeinflussen. Mit steigendem Zündverzug steigt hierbei das Verbrennungsgeräusch, während die Rußemission sinkt. Abhängig vom Emissionskonzept, welches auch die Abgasnachbehandlung einschließt, wird im Rahmen der Applikation festgelegt, welche Voreinspritzstrategie in welchem Kennfeldbereich verwendet wird.

Konstante Größen		Graph	AGR	VE1	VE2	Marker	$\lambda_v$	VSP
$n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$	$p_{vE} = 1.000 \text{ bar}$ $T_{vE} = 60^\circ\text{C}$	---□---	35%	1.0 mg	1.2 mg	□	2.0	368°KW
$p_{mi\_HD} = 4.5 \text{ bar}$		---○---	35%	-	-	○	2.0	368°KW
$p_{Rail} = 725 \text{ bar}$		---⊕---	43%	1.0 mg	1.2 mg	⊕	1.8	368°KW
		---⊕---	43%	-	-	⊕	1.8	368°KW

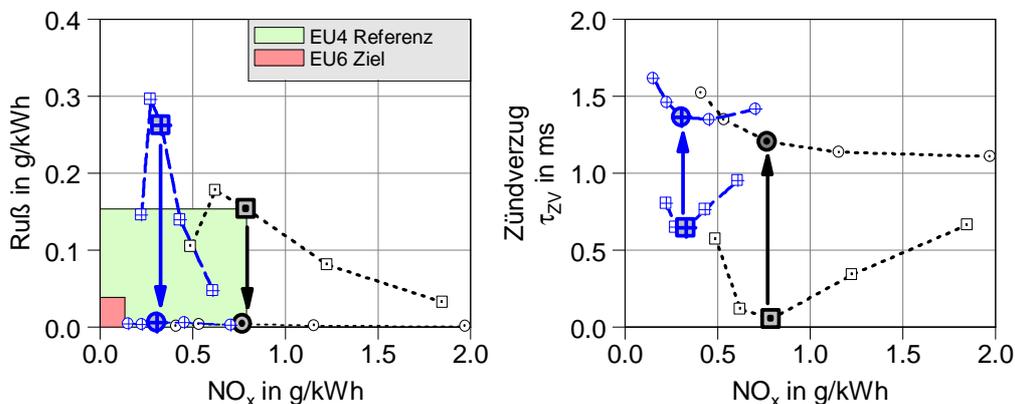


Abb. 2-1: Variation der Voreinspritzstrategie zur Reduktion der Partikelemission [32]

Beispielhaft für diesen Vorgang ist der Einfluss einer Variation der Voreinspritzstrategie in Abb. 2-1 dargestellt. Das Weglassen der Voreinspritzung, wie in den Graphen mit den kreisförmigen Markern dargestellt, führt zu einer deutlichen Reduktion der Rußemission auf ein Niveau nahe null. Diese Reduktion wird über eine Verlängerung des Zündverzugs und somit eine verbesserte Gemischhomogenisierung erreicht. Das Brennverfahren wird hierbei von diffusionsgesteuert zu teilhomogen geändert.

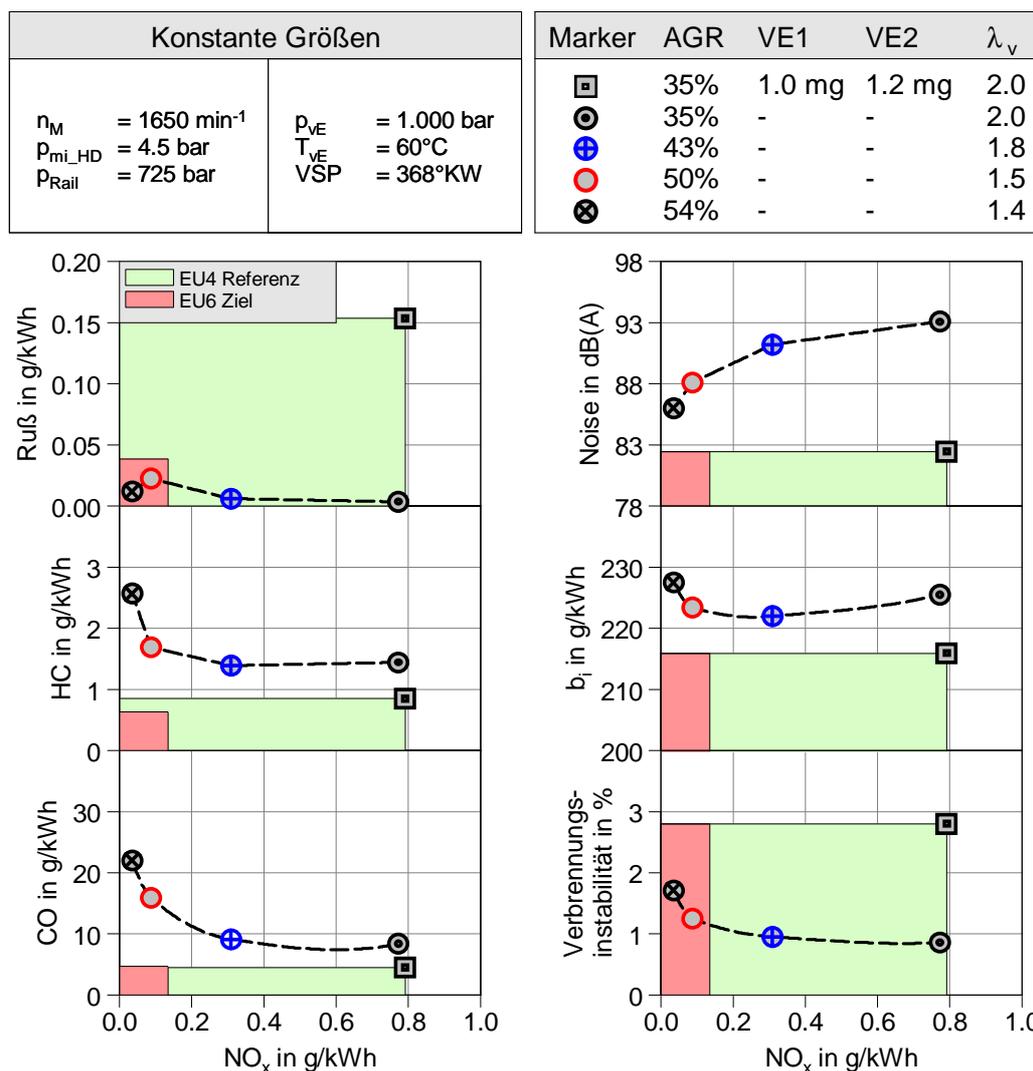


Abb. 2-2: Möglichkeiten und Grenzen des PCCI-Brennverfahrens [32]

Die Ergebnisse einer Variation der AGR-Rate (Abb. 2-2) zeigen, dass beim Weglassen der Voreinspritzung zwar die Rußemission gesenkt wird, das Verbrennungsgeräusch und die Emission von unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid jedoch steigen. Weiter wird deutlich, dass die Erhöhung der AGR-Rate eine Reduktion des Verbrennungsgeräuschs ermöglicht. Allerdings führt diese Vorgehensweise zu einer deutlichen Erhöhung der Emission von unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid. Dies entspricht dem bereits unter Abschn. 2.1.4 eingeführten Zielkonflikt zwischen Verbrennungsgeräusch und CO-Emission.

Die Abstimmung der Abgasemissionen und des Verbrennungsgeräuschs während der Applikation wird üblicherweise von einem Menschen vorgenommen, denn aufgrund der Vielzahl von Optimierungskriterien und der Schwierigkeit, das Gesamtsystem analytisch zu beschreiben, kann sie nur teilweise mit mathematischen Methoden vorgenommen werden. Allerdings besteht die Hoffnung,

den hohen Personal- und Maschineneinsatz im Rahmen der Applikation durch den Einsatz von mathematischen Optimierungsverfahren und die Automatisierung von Prüfabläufen zu reduzieren. Eine wichtige Methode zum Erreichen dieser Ziele stellt die statistische Versuchsplanung (DoE) dar [40-43]. Zudem werden seit einiger Zeit rechnergestützte Optimierungsstrategien untersucht, wie sie unter anderem in [44-48] vorgestellt werden.

Jede Abweichung der Betriebsbedingungen vom Referenzzustand während der Applikation bedeutet eine Änderung in den Rohemissionen des Motors. Aufgrund der stetig verschärften Abgas-Grenzwerte werden die zulässigen Abweichungen in den Rohemissionen und somit die zulässigen Abweichungen von den Betriebsbedingungen immer geringer. Dies bedeutet, dass eine steigende Robustheit der Motorbetriebsgrößen gegenüber Störungen der Betriebsbedingungen gefordert ist. Zusätzlich fordern neue Gesetzesvorlagen die Kontrolle und Einhaltung der Emissionsgrenzwerte über die gesamte Lebensdauer des Fahrzeugs. Diese Funktionalität muss in näherer Zukunft in die On-Board-Diagnose (OBD) des Fahrzeugs integriert werden, um im Störfall den Betrieb des Fahrzeugs verhindern zu können.

## 2.2 Verwendete regelungstechnische Grundlagen und Begriffe

Die vorliegende Arbeit präsentiert einen regelungstechnischen Ansatz, mit dem sich die Auswirkungen nicht-normgerechter Kraftstoffeigenschaften auf das dieselmotorische Brennverfahren kompensieren lassen. Daher wird an dieser Stelle eine kurze Einführung in die regelungstechnischen Grundlagen und die dabei verwendeten Begriffe gegeben. Für eine umfassende Einführung in die Regelungstechnik wird auf [49-50] verwiesen. Dieser Abschnitt basiert im Schwerpunkt auf [51], wobei die in der englischsprachigen Literatur üblichen Formelzeichen größtenteils übernommen wurden. Darüber hinaus bietet die letztgenannte Quelle auch eine vertiefte Betrachtung der Regelung von Mehrgrößensystemen und aktuellen regelungstechnischen Ansätzen.

Das betrachtete dynamische System<sup>6</sup>, mitsamt seinen Systemeigenschaften ( $G$ ) und den auf das System wirkenden Störgrößen ( $G_d$ ), wird in der Regelungstechnik als Regelstrecke ( $P$ ), meist auch nur kurz als Strecke, bezeichnet. Die Regelstrecke kann durch den zeitlichen Verlauf ihrer Zustandgrößen beschrieben werden. Abhängig von der Anzahl ihrer Zustandgrößen wird die Regelstrecke als Eingrößen- oder als Mehrgrößensystem bezeichnet. Weiter besitzt die Regelstrecke Stell- ( $u_k, u_v, u$ ) und Regelgrößen ( $y$ ), die eine Manipulation beziehungsweise Überwachung der Zustandgrößen ermöglichen (Abb. 2-3). Die Zustandgrößen können untereinander gekoppelt sein. In diesem Fall führt die Auslenkung einer Zustandgröße zu einer Reaktion einer oder mehrerer anderer Zustandgrößen. Abhängig von der Art ihrer Reaktion auf die Stellgrößen kann das Systemverhalten der Regelstrecke als linear oder nichtlinear beschrieben werden, wobei sich die konventionelle Regelungstechnik im Schwerpunkt mit linearen Strecken beschäftigt. Bei der Regelung nichtlinearer Systeme werden diese häufig über Annahmen linearisiert. Allerdings ist diese Linearisierung häufig nur in der Nähe eines gewählten Arbeitspunkts gültig.

In der Realität wird die Regelstrecke durch Störgrößen ausgelenkt. Deren Kompensation ist neben dem gezielten Einstellen von Zustandgrößen die wesentliche Aufgabe der Regelungstechnik. In der Ausführung dieser Kompensation wird zwischen den Begriffen Steuerung und Regelung unterschieden. Der Begriff der Steuerung beschreibt das Einstellen von Zustandgrößen über Stellgrößen, basierend auf dem Signal von Führungsgrößen ( $w$ ) und ohne die Verwendung einer Rückkopplung über die Regelgrößen. Bei einer Steuerung können daher nur bekannte und kontinuierlich auftretende Störgrößen kompensiert

---

<sup>6</sup> dynamisches System: Funktionseinheit, deren Zustandgrößen sich zeitlich ändern

werden. Zudem muss der Zusammenhang zwischen Stellgröße und Zustandsgröße genau bekannt sein.

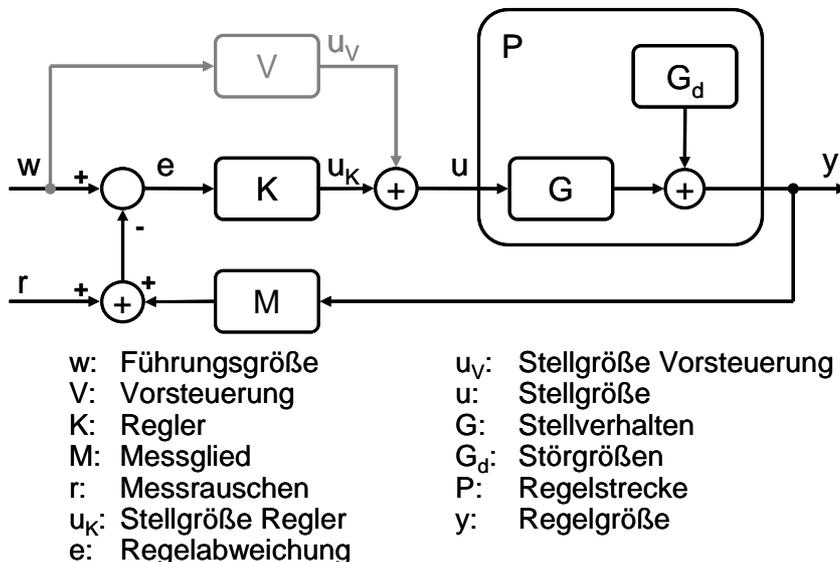
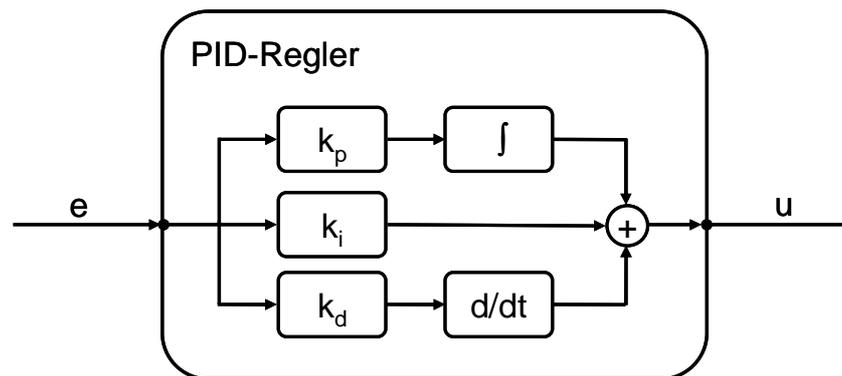


Abb. 2-3: Allgemeine Reglerstruktur mit Vorsteuerung und Messstrecke

Eine Regelung beschreibt dem gegenüber das Einstellen von Zustandsgrößen über eine Überwachung der Regelgrößen. Bei diesem Vorgehen wird kontinuierlich die Abweichung einer Regelgröße von einer Führungsgröße ermittelt und mit Hilfe dieser Regelabweichung ( $e$ ) ein Regler ( $K$ ) betrieben. Der verwendete Regler ist normalerweise ein eigenständiges dynamisches System mit Eingangs- und Ausgangsgrößen.

Bei der Auslegung des Reglers wird festgelegt, wie dieser seine Ausgangsgrößen und somit die Stellgrößen der Regelstrecke in Abhängigkeit von seinen Eingangsgrößen verändern soll. Hierbei wird häufig im Frequenzbereich gearbeitet und somit die Reglerreaktion abhängig von der Frequenz der Eingangsgröße festgelegt. Regelkreise ermöglichen neben dem Einstellen der Zustände der Regelstrecke somit auch eine Kompensation von statistisch auftretenden und unbekanntem Störgrößen sowie von Modellunsicherheiten.

Die gängigste Variante eines solchen Reglers ist der so genannte PID-Regler. Bei dieser Reglervariante wird das Signal des zeitlichen Verlaufs der Regelabweichung aufgeteilt und sowohl integriert, als auch differenziert und direkt verwendet. Über die Multiplikation der gewonnenen Einzelsignale mit Verstärkungsfaktoren wird der Anteil der einzelnen Operatoren und somit die Reglercharakteristik eingestellt. Abschließend werden die einzelnen Einzelsignale addiert und zum Stellen der Regelstrecke verwendet (Abb. 2-4).



$e$ : Regelabweichung  
 $k_p$ : Verstärkungsfaktor Produktanteil  
 $k_i$ : Verstärkungsfaktor Integralanteil  
 $k_d$ : Verstärkungsfaktor Differentialanteil  
 $u$ : Stellgröße

Abb. 2-4: Struktur eines PID-Reglers

Bei der Reglerauslegung muss die Dynamik des Gesamtsystems aus Regler und Regelstrecke berücksichtigt werden, da durch den geschlossenen Regelkreis instabiles Systemverhalten auftreten kann. Aus diesem Grund ist die korrekte und robuste<sup>7</sup> Auslegung des Reglers von entscheidender Bedeutung. In manchen Fällen kann durch einen gut ausgelegten Regler sogar eine sonst instabile Regelstrecke zu einem stabilen Gesamtsystem werden. Da die Regelstrecke normalerweise in ihrem Aufbau vorgegeben und somit unveränderbar ist und diese zudem einen wesentlichen Einfluss auf das Systemverhalten des Gesamtsystems hat, ist die Analyse der Regelstrecke wesentlich bei der Entwicklung und Auslegung eines Reglers. Nur bei genauer Kenntnis der Regelstrecke kann nach der Reglerauslegung ein robustes Systemverhalten garantiert werden. In den meisten Fällen wird eine geeignete mathematische Beschreibung der Regelstrecke benötigt, um eine analytische Reglerauslegung durchführen zu können.

Die Analyse der Regelstrecke kann analytisch oder experimentell erfolgen. Bei der analytischen Vorgehensweise wird in der Regel eine naturwissenschaftlich basierte Modellierung der Regelstrecke durchgeführt. Abhängig von dem verwendeten Modellierungsprogramm kann das aufgestellte Gleichungssystem direkt für eine Reglerauslegung verwendet werden.

<sup>7</sup> robust (Regelungstechnik): Ein Regelkreis wird als robust bezeichnet, wenn dieser trotz einer Störung des Systems nicht instabil wird. Bei der Kontrolle der Robustheit wird die Störung modelliert und somit das Ausmaß der Störung definiert, welche das System noch erträgt. Abhängig vom verwendeten Regler kann die Robustheit mathematisch oder experimentell überprüft werden.

Bei der experimentellen Analyse wird zumeist auf die so genannte Systemidentifikation zurückgegriffen. Bei dieser wird die Regelstrecke über ihre Eingangsgrößen angeregt und es werden sowohl die Eingangsgrößen als auch die Ausgangsgrößen aufgezeichnet. Nach einer Transformation dieser Daten in den Frequenzbereich mit Hilfe der Fourier-Transformation wird durch Division des jeweiligen Signals der Ausgangsgrößen durch das Signal der jeweiligen Eingangsgrößen die Übertragungsfunktion gebildet. Diese, in manchen Fällen auch als Frequenzgang bezeichnet, beschreibt die dynamischen Eigenschaften der Regelstrecke. Allerdings steht die Übertragungsfunktion nach der Systemidentifikation nicht in Form eines Gleichungssystems zur Verfügung. Sie ist daher nicht direkt für eine analytische Reglerauslegung geeignet.

Da die bei der Systemidentifikation ermittelten Beschreibungen der Regelstrecke nicht direkt für eine Reglerauslegung geeignet sind, werden die Ergebnisse der Systemidentifikation häufig in geeignete parametrische oder analytische Modelle überführt. Bei den parametrischen Modellen wird ein Differentialgleichungssystem mit Hilfe seiner Koeffizienten an die ermittelte Übertragungsfunktion der Regelstrecke angepasst. Dieses Gleichungssystem hat dann ähnliche oder identische dynamische Eigenschaften wie die Regelstrecke. Allerdings hat die Struktur der Gleichungen keinerlei naturwissenschaftlichen Bezug zur Regelstrecke. Trotzdem ist es möglich, mit Hilfe dieses Gleichungssystems eine analytische Reglerauslegung durchzuführen. Der so ausgelegte Regler ist dann auch für die reale Regelstrecke geeignet.

Bei der analytischen Beschreibung der Regelstrecke wird das im Rahmen der Systemidentifikation gebildete naturwissenschaftliche Modell analytisch in ein geeignetes Differentialgleichungssystem überführt. Dieses kann dann analog zum parametrischen Modell zur Reglerauslegung verwendet werden. Im Gegensatz zum parametrischen Modell hat das analytische Modell eine naturwissenschaftlich sinnvolle Struktur. Dieses hat den Vorteil, dass die Koeffizienten des Gleichungssystems naturwissenschaftliche Größen oder Eigenschaften repräsentieren. So ist es möglich, ein einmal erstelltes Modell über eine Anpassung der Koeffizienten sinnvoll zu verändern.

Bei komplexen technischen Systemen ist eine ausreichend genaue und für eine Reglerauslegung geeignete Modellbildung häufig nicht, oder nur mit sehr hohem Aufwand möglich. Für einfache Regler und Reglerstrukturen gibt es daher einige praxisorientierte Auslegungsverfahren, die sich direkt an den Ergebnissen einer Systemidentifikation orientieren. So wird in der Praxis häufig die Sprungantwort eines Systems ermittelt und mit Hilfe dieser Information, die die Bandbreite der Strecke grob beschreibt, zum Beispiel ein PID-Regler ausgelegt.

Um eine besonders hohe Systemdynamik zu realisieren, werden Regelkreise häufig mit einer Vorsteuerung (V) ausgestattet (siehe auch Abb. 2-3). Diese führt zu einer sofortigen Änderung der Stellgröße des Reglers und somit zu einer schnellen Reaktion der Regelstrecke. Der nachgeschaltete Regelkreis führt dann im Schwerpunkt die Kompensation von Modellunsicherheiten und Störgrößen aus und kann in diesem Fall mit geringerer Bandbreite ausgelegt werden.

In den meisten Fällen führt eine geringere Anforderung an die Bandbreite eines Reglers zu höherer Systemstabilität. In den Fällen, in denen eine Vorsteuerung die Systemdynamik sicherstellt, und der Regler daher nur eine geringe Bandbreite benötigt, ist daher häufig eine weniger exakte Reglerauslegung ausreichend. Insbesondere bei einer Begrenzung des maximalen Verstellbereichs des Reglers kann somit trotz einer ungenügenden Streckenmodellierung ein sicherer Betrieb erreicht werden.

## 2.3 Steuerung und Regelung von Pkw-Dieselmotoren

### 2.3.1 Konventionelle Motorsteuerung von Pkw-Dieselmotoren

Die konventionelle Motorsteuerung eines Fahrzeug-Dieselmotors arbeitet heutzutage auf Basis eines vom Fahrer über das Gaspedal vorgegebenen Wunschmoments. Anhand dieses Wunschmoments wird, unter Berücksichtigung unterschiedlicher Verlustgrößen, wie zum Beispiel des Reibmoments, die benötigte Einspritzmenge berechnet und somit die Last des Motors festgelegt. Die Einstellung der zusätzlich notwendigen Motorbetriebsgrößen erfolgt dann kennfeldbasiert. Dies bedeutet, dass bei der Applikation die Sollwerte dieser Motorbetriebsgrößen abhängig von zum Beispiel Last und Drehzahl festgelegt werden. Diese Sollwerte werden dann entweder an Regel- oder Steuerkreise im Motorsteuergerät weitergegeben, welche die gewünschten Größen über an das Steuergerät angeschlossene Aktuatoren im Motorbetrieb einstellen. Zu einem geforderten Moment bei gegebener Drehzahl ist so beispielsweise der benötigte Ladedruck in einem Kennfeld hinterlegt. Im Betrieb wird dieser Ladedruck aus dem Kennfeld ausgelesen und dem Ladedruckregler als Sollgröße vorgegeben.

Da jegliche Abweichungen der Motorbetriebsgrößen zu einem abweichenden Motorbetrieb führen und die Motorbetriebsgrößen teilweise untereinander gekoppelt sind, ist eine gewissenhafte Applikation die Voraussetzung für das Erreichen der Emissions-, Geräusch- und Verbrauchszielwerte. Darüber hinaus muss der Behandlung von Störgrößen auf den Motorbetrieb besondere Aufmerksamkeit gewidmet werden. Bei kennfeldbasierten Motorsteuerungskonzepten werden häufig auftretende Störgrößen, wie zum Beispiel die Umgebungstemperatur, über Korrekturkennfelder berücksichtigt. Dies bedeutet zum Beispiel, dass bei einer Umgebungstemperatur unterhalb der Referenztemperatur die Werte für den Ladedruck zur Einhaltung der Sollwerte für den Luftmassenstrom gesenkt werden.

Große Herausforderungen für die kennfeldbasierte Motorsteuerung bergen Störgrößen, die entweder nicht gemessen werden oder im Fahrzeugbetrieb überhaupt nicht messbar sind. Da keine Information über diese Größen vorliegt, kann eine mögliche Störung aufgrund dieser Größen weder über Regel- noch über Steuereingriffe kompensiert werden. Aus diesem Grund werden in aktuellen Motorsteuerungskonzepten immer häufiger so genannte virtuelle Sensoren eingesetzt. Diese ermöglichen über eine, zum Beispiel modellbasierte, Berechnung von virtuellen Größen die Steuerung oder Regelung von ansonsten nicht verfügbaren Motorbetriebsgrößen [52-54].

Um den Motorbetrieb innerhalb immer engerer Grenzen hinsichtlich der Betriebsgrößen zu gewährleisten, werden kontinuierlich neue Kompensations- und Regelungskonzepte entwickelt. Einige für diese Arbeit besonders relevante Methoden werden im folgenden Abschnitt dargestellt.

### **2.3.2 Methoden zur Kalibration von Einspritzmengen**

Das Einspritzsystem moderner Pkw-Dieselmotoren besteht in der Regel aus einer Hochdruckpumpe, einem Hochdruckspeicher für alle Zylinder oder einzelne Zylinderbänke (Common Rail) und den eigentlichen Injektoren. Diese Komponenten sind über Hochdruckleitungen miteinander verbunden. Bei herkömmlichen Servo-Magnetventil-Injektoren werden der Einspritzbeginn und die eingespritzte Kraftstoffmasse über den Ansteuerbeginn und die Ansteuerdauer von der Motorsteuerung festgelegt. Über geeignete Leistungsendstufen wird diese Information in einen Ansteuerstrom umgewandelt und an den Injektor übertragen. Ansteuerbeginn und Ansteuerdauer werden bei der Applikation des Motors festgelegt und in einem Kennfeld abhängig von Last und Drehzahl gespeichert. Die Ansteuerung der Injektoren wird hierbei als Steuerung ausgeführt, da die eingespritzte Kraftstoffmasse nicht mit der ausreichenden Genauigkeit von Sensoren überwacht werden kann. Aufgrund von Störgrößen, die bei der Fertigung von Komponenten und während des Motorbetriebs auftreten, wurden aber Funktionen entwickelt, die helfen, die Steuerung der Einspritzung möglichst exakt und robust auszuführen. Die Einführung immer strengerer Abgasvorschriften erwies sich hier als wesentlicher Treiber für eine gestiegene Anforderung an die Genauigkeit bei der Kraftstoffzumessung. Diese hohe Genauigkeit ist insbesondere für die kleinen Mengen von Vor- und Nacheinspritzung von Relevanz.

Die wesentlichen heutzutage angewendeten Funktionen sind nach [26, 55-56]:

- Injektormengenabgleich (IMA),
- Druckwellenkorrektur (DWK),
- Mengemittelwertadaptation (MMA) und
- Nullmengenkalibrierung (NMK).

#### Injektormengenabgleich

Der Injektormengenabgleich dient zur Kompensation von Ungenauigkeiten bei der Fertigung von Injektoren. Bei diesem werden sämtliche Injektoren nach der Fertigung auf einem Prüfstand hinsichtlich ihres Durchflusses bei einem gege-

benen Druck überprüft. Anhand des Ergebnisses werden die Injektoren in Bezug auf einen Referenz-Injektor in unterschiedliche Durchflussgruppen eingeteilt. Die jeweilige Durchflussgruppe wird in Form eines Codes auf den Injektor gedruckt. Wenn im Rahmen der Endmontage oder Wartung Injektoren montiert werden, muss deren jeweilige Durchfluss-Eingruppierung ins Steuergerät eingegeben werden. Dies kann aufgrund der Kodierung auch automatisiert erfolgen. Auf Basis der Information über die Durchflussgruppe wird eine Kompensation der Referenz-Ansteuerdauer im Motorsteuergerät durchgeführt. Mit Hilfe dieser Maßnahme wird erreicht, dass wesentlich weniger Ausschussteile bei gleicher Genauigkeit der Einspritzmenge im Fahrzeug produziert werden, da die Toleranzanforderungen an die einzelnen Injektoren reduziert werden können.

### Druckwellenkorrektur

Die Druckwellenkorrektur ist eine Funktion zur Kompensation der Druckschwankungen am Injektor infolge von Druckwellen in der Einspritzleitung aufgrund von Anregungen durch die Hochdruckpumpe und unterschiedlicher Einspritzereignisse, wie zum Beispiel Mehrfacheinspritzungen. Bei dieser Funktion wird ein hydraulisches Modell des Einspritzsystems erstellt und während der Systemauslegung mit Parametern versehen, um die entstehenden Druckwellen zu beschreiben. Auf Basis dieses Modells wird mit Hilfe der Informationen über Einspritzmengen und Einspritzzeitpunkte von vorangegangenen Einspritzungen der erwartete Druck am Injektor berechnet und die Einspritzmenge entsprechend korrigiert.

### Mengenmittelwertadaption

Die Mengenmittelwertadaption überwacht mit Hilfe des Signals der  $\lambda$ -Sonde das Verbrennungsluftverhältnis ( $\lambda_v$ ). Diese Funktion dient zu einer möglichst exakten Positionierung des Motorbetriebs an einer Stelle des Ruß-NO<sub>x</sub>-Zielkonflikts. Dieser exakt definierte Motorbetrieb ist insbesondere in Kombination mit der Auslegung der Abgasnachbehandlung von entscheidender Bedeutung. Je nach Fahrzeugkonzept und Emissionsstrategie kann bei der Auslegung der Abgasnachbehandlung auf einzelne Komponenten, wie zum Beispiel die aktive Denoxierung, verzichtet werden. Dies setzt allerdings eine genaue Kenntnis und die Einhaltung der zu erwartenden Emissionen innerhalb enger Grenzen voraus. Die Mengenmittelwertadaption korrigiert das Verbrennungsluftverhältnis bei abweichender Einspritzmenge über eine Anpassung der AGR-Rate automatisch. Dies führt zu einer wesentlich geringeren Toleranz im Motorbetrieb und

ermöglicht so eine feinere Abstimmung des Brennverfahrens und somit des Emissionskonzepts bei der Applikation.

### Nullmengenkalibrierung

Die Nullmengenkalibrierung dient zur Kalibration kleinster Einspritzmengen, wie sie insbesondere bei Vor- und Nacheinspritzungen verwendet werden. Bei der Nullmengenkalibrierung wird, ausgehend von einer Kleinstmenge während einer Schubphase des Motors, eine kontinuierlich steigende Menge eingespritzt. Anhand der Ableitung des hochaufgelösten Drehzahlsignals wird überprüft, ab welcher minimalen Ansteuerdauer eine detektierbare Drehzahländerung und somit eine definierte Mindestverbrennung stattfindet. Diese Information wird verwendet, um die Ansteuerdauer für kleinste Kraftstoffmengen zu kalibrieren. Die Nullmengenkalibration dient insbesondere der Kompensation von Störungen, wie sie während des Betriebs auftreten. Insbesondere werden Belagsbildung und Alterungseffekte an den Injektoren adressiert.

### **2.3.3 Zylinderdruckbasiertes Motormanagement**

Im Gegensatz zu den herkömmlichen Motorsteuerungskonzepten werden seit einiger Zeit Ansätze untersucht [57-59] und in Serie gebracht [60-61], die das Signal eines Zylinderdrucksensors mit hoher Abtastrate als Führungsgröße für verschiedene Regelkreise verwenden. Diese zusätzliche Sensorgröße ermöglicht neue Ansätze in der Motorregelung, wobei zunächst die Größen indizierter Mitteldruck und Verbrennungsschwerpunkt betrachtet wurden (Abb. 2-5). Zum Ermitteln dieser Größen wird eine thermodynamische Analyse der Hochdruckphase in Echtzeit durchgeführt. Zur Reduktion der benötigten Rechenzeit wird in serien- und seriennahen Motorsteuergeräten häufig auf die Berücksichtigung des Wandwärmeübergangs verzichtet. Der so anstelle des Brennverlaufs ermittelte Heizverlauf stellt für die angestrebte Regelgüte in aller Regel eine ausreichende Genauigkeit sicher. In zukünftigen Motorsteuergeräten wird neben der Berechnung der Hochdruckphase auch eine Gesamtprozessanalyse in Echtzeit möglich sein. Mit den Informationen dieser Berechnung können unter anderem genauere Aussagen zu Füllung und Restgasanteil getroffen werden [62-64].

Insbesondere bei der Entwicklung neuer Brennverfahren kann die zylinderdruckbasierte Motorregelung zu erhöhter Verbrennungsstabilität und geringeren Zyklenschwankungen beitragen [65]. Die Wirksamkeit dieses Konzepts zur Kompensation von Störgrößen aufgrund variierender Kraftstoffeigenschaften

wird in [66] untersucht. Für eine nähere Betrachtung der Möglichkeiten und Grenzen dieses Verfahrens im Hinblick auf Störungen durch nicht-normgerechte Kraftstoffeigenschaften wird auf Kapitel 5 verwiesen.

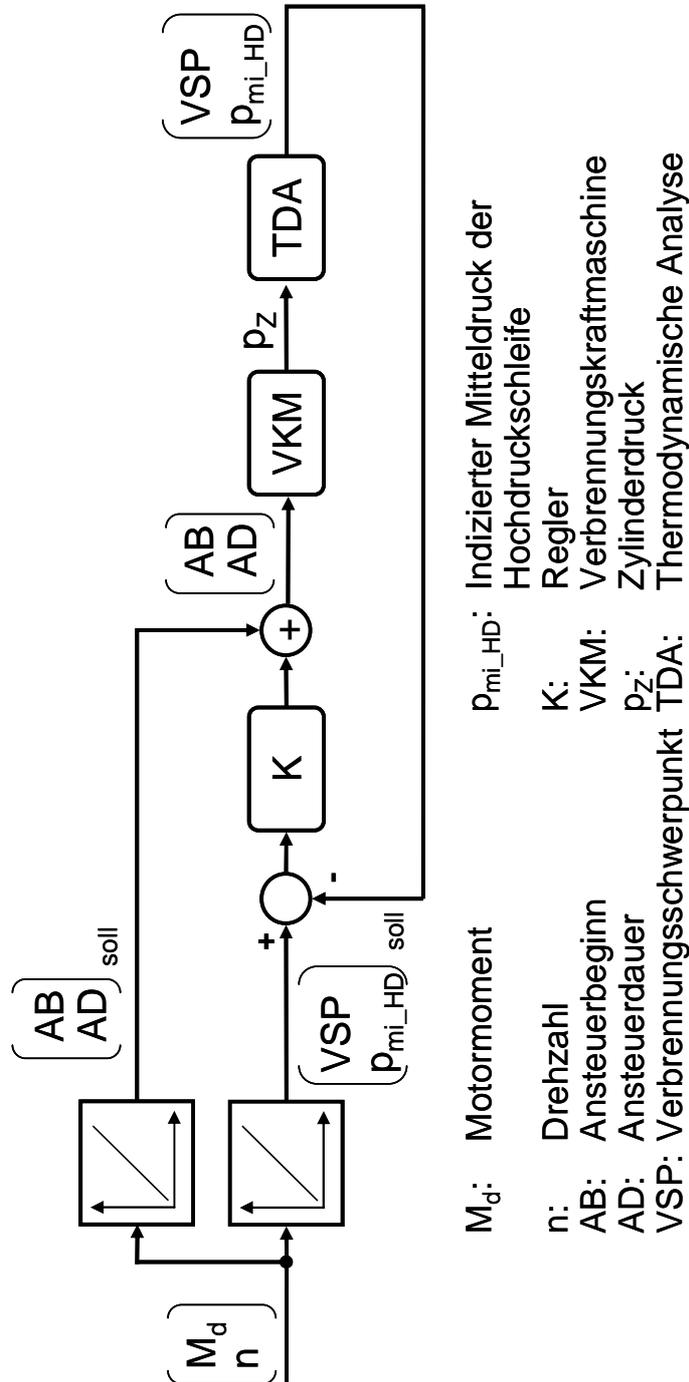


Abb. 2-5: Mögliche Reglerstruktur eines zylinderdruckbasierten Motormanagements zur Regelung von Verbrennungsschwerpunkt und Last

## 2.4 Alternative Kraftstoffe für Dieselmotoren

### 2.4.1 Wesentliche Kraftstoffeigenschaften für den Dieselmotor geeigneter Kraftstoffe

Die für den Dieselmotor relevanten Kraftstoffe bestehen aus einer Mischung verschiedener flüssiger Kohlenwasserstoffe, wobei die Anzahl der chemischen Komponenten sehr hoch sein kann. Teilweise sind zusätzlich sauerstoffhaltige Komponenten, zum Beispiel in Form von Alkoholen, enthalten. Die alternativen Kraftstoffe für Dieselmotoren unterscheiden sich hinsichtlich einer Vielzahl von chemischen, physikalischen und stofflichen Eigenschaften von Dieselkraftstoff gemäß DIN-EN 590. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden die Kraftstoffe über eine Auswahl dieser Eigenschaften beschrieben. Bei dieser Auswahl wurde darauf geachtet, nur Eigenschaften mit einem wesentlichen Einfluss auf das Brennverfahren und die Schadstoffemission zu berücksichtigen. Als solche werden die folgenden Kraftstoffeigenschaften betrachtet:

- Cetanzahl
- Siedelinie
- Dichte, Viskosität, Heizwert
- Aromatengehalt, C/H/O-Verhältnis

#### Cetanzahl

Die Cetanzahl beschreibt die Zündwilligkeit eines Kraftstoffs unter motornahen Bedingungen. Sie wird in Deutschland gemäß DIN-51773 bestimmt, wobei zwei unterschiedliche Testmotoren (BASF, CFR) zum Einsatz kommen können. Da diese beiden Motoren zu einem abweichenden Ergebnis bei der Bestimmung der Cetanzahl kommen, sollte bei einer Angabe der Cetanzahl das Bestimmungsverfahren mit angegeben werden. Da beide Testmotoren Kammermotoren, also keine direkt einspritzenden Dieselmotoren sind, haben die Verdampfungseigenschaften von Kraftstoffen in diesem Bestimmungsverfahren eine andere Auswirkung als in aktuellen direkt einspritzenden Dieselmotoren. Daher kann der in direkt einspritzenden Dieselmotoren zu erwartende Zündverzug alternativer Kraftstoffe nicht in allen Fällen aus der Cetanzahl hergeleitet werden. So kann durchaus ein Kraftstoff trotz höherer Cetanzahl zu einem längeren Zündverzug führen.

### Siedelinie

Für flüssige Kraftstoffe, die nur aus einer Komponente bestehen, wie etwa Ethanol oder Methanol, gibt es einen eindeutigen Siedepunkt, der in aller Regel nur vom Druck abhängt. Bei Kraftstoffen, die aus mehr als einer Komponente bestehen, beschreibt die Siedelinie, welcher Massenanteil des Gemischs bei welcher Temperatur zu sieden beginnt. Diese Information ist wesentlich, um die Verdampfungseigenschaften eines Kraftstoffs zu beschreiben. Um die Komplexität der Information zu begrenzen, wird die Verdampfung häufig auch über den Siedebeginn ( $T_{5\%}$ ), den Siedemittelpunkt ( $T_{50\%}$ ) oder das Siedeende ( $T_{90\%}$ ) beschrieben. Allerdings kann diese Beschreibung ungenau sein, da der Siedeverlauf nicht linear sein muss. Da die in dieser Arbeit verwendeten alternativen Kraftstoffe keine starke Abweichung zwischen den Aussagen der Siedelinie und den Größen Siedemittelpunkt und Siedeende zeigen, werden im weiteren Verlauf die Größen Siedemittelpunkt und Siedeende betrachtet.

### Dichte, Viskosität, Heizwert

Mit der Dichte und der Viskosität werden die physikalischen Eigenschaften eines Kraftstoffs beschrieben. Die Viskosität beeinflusst die Strömungsverluste im Injektor und somit die eingespritzte Kraftstoffmasse, aber auch die Strahlaufbereitung und den Strahlzerfall. Die Dichte beeinflusst die, bei gegebener Injektorgeometrie und konstanter Ansteuerdauer, in den Brennraum eingespritzte Kraftstoffmasse. Das Verhältnis von Heizwert zu Dichte beschreibt die pro Volumen Kraftstoff in den Zylinder eingebrachte Energie.

### Aromatengehalt, C/H/O-Verhältnis

Die Gruppe der Aromaten beschreibt organische Verbindungen mit einem aromatischen Ring, beispielsweise Benzol, mit dem danach benannten Benzolring  $C_6H_6$  (Abb. 2-6). Diese Verbindungen sind aufgrund dieser Ringstruktur sehr stabil und daher reaktionsträge und stehen unter dem Verdacht, eine verstärkte Rußproduktion zu verursachen. Der Aromatengehalt eines Kraftstoffs beschreibt den Anteil an Aromaten bezogen auf die gesamte Menge. In der Literatur wird der Aromatengehalt sowohl in Molanteilen, als auch in Massenanteilen angegeben. In dieser Arbeit werden die chemischen Zusammensetzungen in Massenanteilen angegeben, da die extern beauftragte chemische Analyse der Versuchskraftstoffe Massenanteile bestimmt. Eine eventuell erforderliche Umrechnung von Massenanteilen in Molanteile ist jedoch einfach möglich.

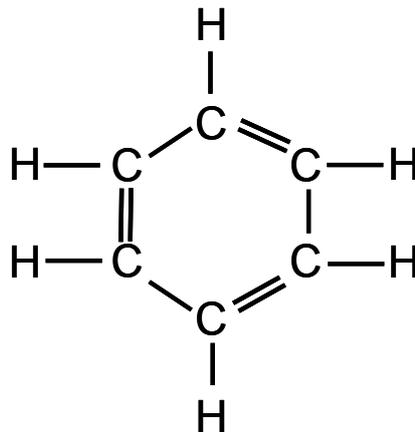


Abb. 2-6: Benzolring

Das C/H/O-Verhältnis wird verwendet, um die wesentlichen chemischen Komponenten in den betrachteten Kraftstoffen in ihrem Verhältnis zueinander zu beschreiben. Dieses Verhältnis ist insbesondere relevant, wenn die Gaszusammensetzung im Zylinder oder die Abgaszusammensetzung bei idealer Verbrennung, etwa die CO<sub>2</sub>-Emission, zu berechnen sind. Auch für die Berechnung dieses Verhältnisses wird auf die in der chemischen Analyse bestimmten Massenanteile zurückgegriffen.

#### 2.4.2 Bereitstellung und Verfügbarkeit alternativer Kraftstoffe für Dieselmotoren

Die Bereitstellung alternativer Kraftstoffe für Dieselmotoren in für den Fahrzeugmarkt relevanten Mengen kann auf unterschiedlichen Wegen erfolgen. Von wesentlicher Bedeutung sind zurzeit die folgenden Wege:

- Verarbeitung fossiler Kraftstoffe mit alternativen Methoden
- Erzeugung von Kraftstoffen auf Basis von pflanzlichen Rohstoffen

Die Verarbeitung fossiler Rohstoffe zu Kraftstoffen mit alternativen Methoden dient häufig der Anpassung der Kraftstoffeigenschaften oder der Steigerung des Wirkungsgrads der Prozesskette. Ein Beispiel für dieses Vorgehen ist die Verwendung von Erdgas zur Erzeugung von Synthesegas, welches in einem nachfolgenden Prozessschritt zu einem flüssigen Kraftstoff synthetisiert wird. Im Hinblick auf die Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emission stellt dieses Verfahren keine langfristige Lösung dar, da weiter fossile Rohstoffe verwendet werden. Allerdings ist bei der Verwendung von fossilen Rohstoffen mit geringerem C/H-Verhältnis kurzfristig eine Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emission möglich. Dieser Sachverhalt wird

zum Beispiel bei der Betrachtung von Methan ( $\text{CH}_4$ ) mit einem C/H-Verhältnis von 3 und Heptan ( $\text{C}_7\text{H}_{16}$ ) mit einem C/H-Verhältnis von 5,25 deutlich, wobei Methan sogar noch einen ca. 10% höheren Heizwert hat. Bei der Verwendung alternativer fossiler Rohstoffe muss jedoch der Energieaufwand für die Prozessschritte zur Umwandlung dieses Rohstoffs in einen für Dieselmotoren geeigneten Kraftstoff mit berücksichtigt werden, soweit dieser nicht mit regenerativer Energie gedeckt wird. Dieser Energieaufwand ist bei den heutigen Verfahren noch so hoch, dass keines der bekannten Verfahren zu einer geringeren  $\text{CO}_2$ -Emission führt.

Da sich die Kraftstoffsynthesierung aus Synthesegas bei fossilen Kraftstoffen und bei Kraftstoffen auf Basis von pflanzlichen Rohstoffen nicht unterscheidet, bietet die Verarbeitung fossiler Kraftstoffe die Möglichkeit synthesegasbasierte Verfahren zu erproben und einzuführen. In einem zweiten Schritt könnten dann die fossilen Rohstoffe durch regenerative Rohstoffe ersetzt werden.

Die Verwendung von regenerativen pflanzlichen Rohstoffen für die Kraftstoffproduktion hat eine lange Tradition. Bei dieser Art der Kraftstofferzeugung wird häufig von so genannten Bio-Kraftstoffen gesprochen. Obwohl diese Definition eher dem Marketing als der Sache dient, hat sich diese Bezeichnung weitgehend durchgesetzt. Zurzeit wird im Wesentlichen zwischen Bio-Kraftstoffen der ersten und der zweiten Generation unterschieden.

Die Bezeichnung Bio-Kraftstoffe erster Generation beschreibt die Gruppe von Kraftstoffen, bei denen Pflanzenöle oder Stärke beziehungsweise Zucker als Rohstoffe verwendet werden. In der Regel werden aus diesen Rohstoffen dann Alkohole oder Fettsäuremethylester gewonnen. Häufig werden wenig energieaufwändige oder sogar Energie freisetzende Prozessschritte, wie die Umesterung oder Vergärung, eingesetzt, um die Eigenschaften der Kraftstoffe zu verändern und die chemische Stabilität sicherzustellen. Aufgrund der verhältnismäßig geringen Energieausbeute pro Hektar Anbaufläche kann die Kraftstoffproduktion aus pflanzlichen Rohstoffen jedoch in Konkurrenz zur Nahrungsmittelproduktion treten und zur Rodung von Waldflächen beitragen. Aus diesem Grund wird die Produktion von Biokraftstoffen erster Generation inzwischen sehr kritisch gesehen [67-70]. Die aktuelle Entwicklung, Biokraftstoffe erster Generation aus schnellwachsenden, ölhaltigen Algen zu gewinnen, muss noch abschließend bewertet werden. Da die Algenproduktion nicht auf landwirtschaftlich genutzten oder gerodeten Flächen, sondern im Meer stattfindet, bietet sich eventuell ein Ausweg aus der dargestellten Konkurrenzsituation. Allerdings sind die Nebenwirkungen auf das Ökosystem Meer noch nicht ausreichend er-

forscht. Es bleibt abzuwarten, wie sich diese Kraftstoffproduktionssparte entwickelt.

Unter der Bezeichnung Bio-Kraftstoffe zweiter Generation werden diejenigen Kraftstoffe zusammengefasst, die unter Anwendung komplexerer Prozessschritte auch Abfallprodukte, wie zum Beispiel Pflanzenstängel, nutzen können. Die Verfahren zur Erzeugung von Bio-Kraftstoffen zweiter Generation basieren häufig auf einem Zwischenschritt über Synthesegas. Dies ermöglicht bei der weiteren Verarbeitung eine hohe Flexibilität bei der Anpassung der Kraftstoffeigenschaften des erzeugten Kraftstoffs. Da bei Bio-Kraftstoffen zweiter Generation Abfallprodukte zur Kraftstofferzeugung verwendet werden können, lässt sich der häufig diskutierte Konflikt zwischen Nahrungs- und Energieerzeugung vermeiden. Weil die gewonnene Energie pro Tonne Abfallprodukt allerdings äußerst gering ist, stellt die Bereitstellung von ausreichend Abfallmaterial eine große Herausforderung dar. Bei schlechter Planung der Anlagen und Prozesse übersteigen die beim Transport des Rohmaterials und für die Prozessenergie verursachten CO<sub>2</sub>-Emissionen häufig den Einspareffekt durch die Verwendung von Abfallprodukten bei weitem. Die Erzeugung konkurrenzfähiger Bio-Kraftstoffe der zweiten Generation ist Gegenstand aktueller Forschungsprojekte. Die Ergebnisse dieser Forschungsprojekte müssen zeigen, ob Prozesse mit konkurrenzfähigem Wirkungsgrad möglich sind und in welche Richtung der zukünftige Weg geht [21-22, 71-73]. Sowohl für die Biokraftstoffe erster als auch zweiter Generation ist bei der Bewertung des CO<sub>2</sub>-Einsparpotentials daher in jedem Fall eine schlüssige Well-to-Wheel<sup>8</sup> Betrachtung notwendig.

### **2.4.3 Auswirkung alternativer Kraftstoffe auf Brennverfahren und Schadstoffemission**

Motorische Untersuchungen mit alternativen Kraftstoffen werden in der Regel durchgeführt, um die Mechanismen der Schadstoffentstehung zu verstehen und Brennverfahren mit niedrigen Schadstoff-Emissionen zu entwickeln. Häufig ist das Ziel dieser Untersuchungen, entweder den Einfluss einzelner Kraftstoffeigenschaften oder -komponenten auf das Brennverfahren zu ermitteln oder einen möglichst idealen Kraftstoff für ein gegebenes Brennverfahren zu definieren. Zusätzlich wird in der Koevolution von Brennverfahren und Kraftstoff die

---

<sup>8</sup> Well-to-Wheel Betrachtung: Eine Analyse, die bei der Ermittlung der CO<sub>2</sub>-Emission einer technischen Lösung die komplette Erzeugungskette aus Energieernte, Energieverteilung und Energiewandlung inklusive aller eventuell notwendigen Zwischenschritte berücksichtigt.



schaften veränderten Wärmefreisetzung überlagert. Dies führt häufig zu einer ungenauen Betrachtung der einzelnen Vorgänge. In den Fällen, in denen die Auswirkungen der Kraftstoffeigenschaften auf die Verbrennung berücksichtigt werden, ist eine deutlich genauere Analyse des Einflusses der chemischen Zusammensetzung möglich. Allerdings werden bei den veröffentlichten Untersuchungen mit einer Anpassung der Motorsteuerung an die jeweiligen Kraftstoffe in der Regel nur die Auswirkungen auf die Hauptverbrennung berücksichtigt [31, 66, 81]. Die hierbei erfolgte Gleichstellung berücksichtigt somit nur den Verbrennungsschwerpunkt und die Last. Abweichende Verbrennungsgradienten aufgrund einer nicht umgesetzten Voreinspritzmenge werden nicht berücksichtigt. Die Untersuchung des Einflusses alternativer Kraftstoffe auf die Verbrennung der Voreinspritzmenge wird daher im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt.

## 2.5 Einführung und Definition wesentlicher motorischer Größen

In diesem Abschnitt werden die in dieser Arbeit verwendeten Größen und Definitionen vorgestellt, bei denen sich die wissenschaftliche Gemeinschaft bislang auf keine eindeutige Definition geeinigt hat, oder die der Autor als wenig geläufig einschätzt. Für eine vollständige Aufzählung aller Größen und der verwendeten Formelzeichen wird auf das Verzeichnis der Abkürzungen und das Verzeichnis der Formelzeichen am Ende dieser Arbeit verwiesen. Die wesentlichen Größen werden zur Veranschaulichung auch in Abb. 2-7 dargestellt.

### Ansteuerbeginn, Ansteuerdauer, Spritzabstand und Spritzpause

Bei den Untersuchungen zu dieser Arbeit werden nur einmalige Voreinspritzungen berücksichtigt. Diese Voreinspritzungen werden durch einen Ansteuerbeginn (ABVE), ein Ansteuerende (AEVE) und eine Ansteuerdauer (ADVE) gekennzeichnet. Bei dieser Definition beschreibt die Ansteuerdauer die Zeitspanne zwischen Ansteuerbeginn und Ansteuerende. Aufgrund der besseren Detektierbarkeit des Ansteuerbeginns im Vergleich zum Einspritzbeginn wird der Ansteuerbeginn statt des Einspritzbeginns verwendet. Bei dieser Vorgehensweise wird die nahezu konstante hydraulische Verzögerung von Ansteuerdauer bis zum Einspritzbeginn vernachlässigt. Die Ansteuerzeiten der Haupteinspritzung werden analog zur Voreinspritzung mit Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung (ABHE) und Ansteuerdauer der Haupteinspritzung (ADHE) bezeichnet. Der Abstand zwischen Ansteuerbeginn der Voreinspritzung und Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung wird als Spritzabstand (SA) definiert. Der Abstand zwischen Ansteuerende der Voreinspritzung und Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung wird als Spritzpause (SP) definiert.

### Vorverbrennung und Hauptverbrennung

In den nachfolgend vorgestellten Untersuchungen werden nur Brennverfahren mit einer klar abgesetzten Verbrennung der Voreinspritzung untersucht. Brennverfahren mit so genannten Boot-Einspritzungen, bei denen die Voreinspritzmenge direkt an die Haupteinspritzmenge angelagert wird, werden nicht berücksichtigt. Die Verbrennung der Voreinspritzmenge wird als Vorverbrennung (VV) bezeichnet, die Verbrennung der Haupteinspritzmenge als Hauptverbrennung (HV).

### Zylindertemperatur zum Zeitpunkt der Haupteinspritzung

Der Konditionierung der Zylinderladung durch Voreinspritzungen kommt eine bedeutende Rolle beim Einstellen des Zündverzugs und somit des Verbrennungsgeräuschs zu.

Ein geeignetes Maß zur Beurteilung des Konditionierungserfolgs ist die Zylindertemperatur zu einem definierten Zeitpunkt nach dem Abschluss der Vorverbrennung, aber vor dem Einsetzen der Hauptverbrennung. In Versuchen hat sich herausgestellt, dass der Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung plus 4 °KW (ABHE+4°KW) ein gut geeigneter Zeitpunkt zur Beurteilung des Konditionierungserfolgs ist. Die zu diesem Zeitpunkt errechnete Massenmitteltemperatur wird mit  $T_{\text{Zyl\_ABHE+4°KW}}$  bezeichnet.

Alternativ zu einem festen Versatz könnte ein Modell für Zündverzug und Spritzverzug der Haupteinspritzung zum Einsatz kommen. Die somit berechnete Zündung der Haupteinspritzung kann dann als Zeitpunkt zur Beurteilung des Voreinspritzerfolgs verwendet werden. Allerdings wäre der Zeitpunkt der Beurteilung somit an die Zylindertemperatur gekoppelt. Dieser Quereinfluss würde die Applikation erschweren.

Neben der Zylindertemperatur kann auch der Zylinderdruck ( $p_{\text{Zyl\_ABHE+4°KW}}$ ) zur Beurteilung des Voreinspritzerfolgs verwendet werden. Eine Analyse weiterer möglicher Größen zur Beurteilung des Voreinspritzerfolgs wird in Abschn. 5.2.1 durchgeführt. Der Zeitpunkt der Beurteilung (ABHE+4°KW) wird hierbei beibehalten.

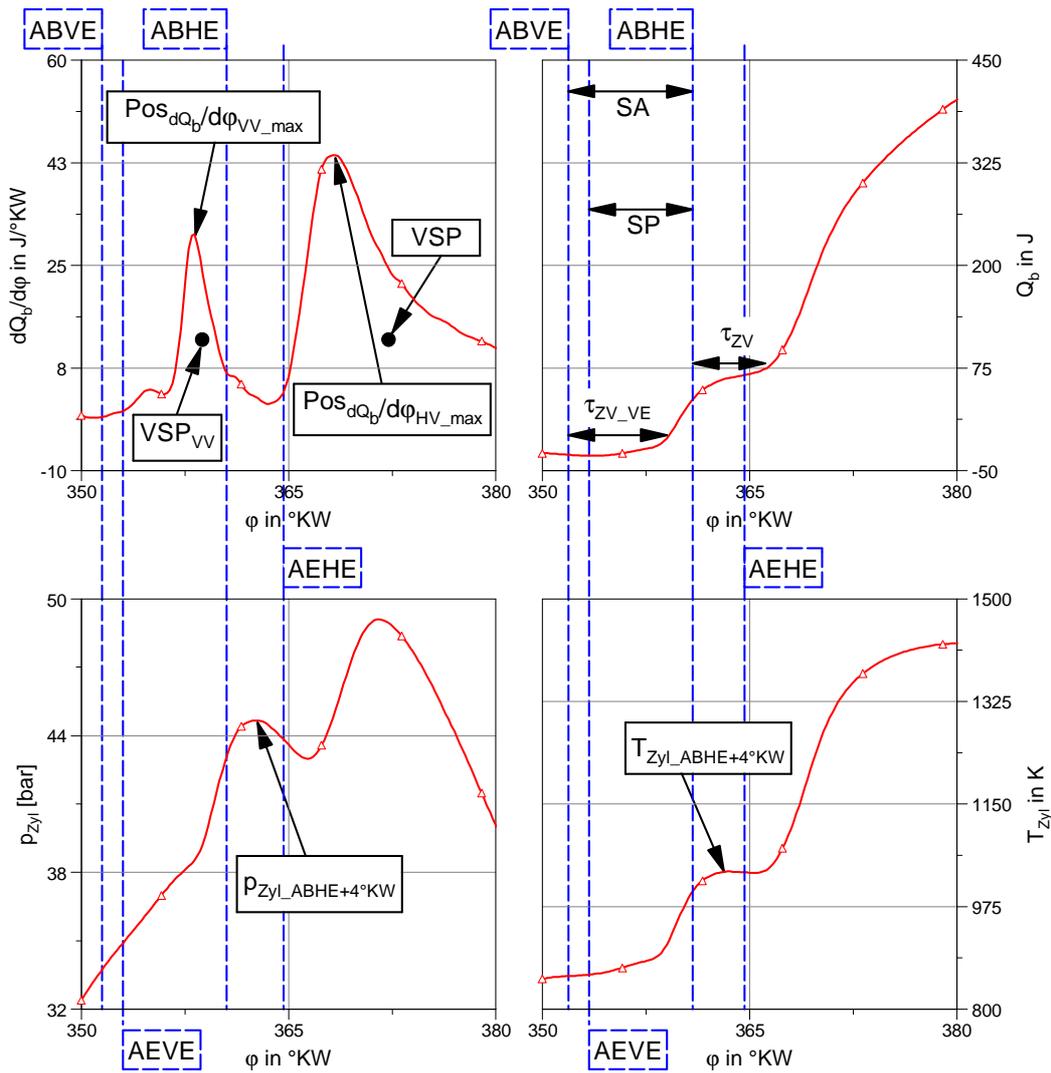


Abb. 2-7: Definition von Größen der Einspritzsteuerung und zur Beurteilung des Konditionierungserfolgs

Zündverzug von Vorverbrennung und Hauptverbrennung

Der Zündverzug ist als der Abstand zwischen Einspritzbeginn und Brennbeginn definiert. Aus Gründen der Handhabbarkeit wird der Zündverzug für diese Arbeit als die Zeitspanne zwischen Ansteuerbeginn und Brennbeginn definiert. Die Differenz zwischen Ansteuerbeginn und Einspritzbeginn wird somit vernachlässigt. Der Brennbeginn wird über die erste detektierbare Wärmefreisetzung beschrieben. Im Falle von mehr als einer Einspritzung besitzt jede einzelne Einspritzung einen eigenen Zündverzug, da sich der Zylinderzustand zwischen den Einspritzungen stark unterscheidet. Im Folgenden werden daher der Zündverzug der Voreinspritzung ( $\tau_{ZV\_VE}$ ) und der Zündverzug der Haupteinspritzung ( $\tau_{ZV}$ ) als gesonderte Größen verwendet.

### Maximale Brennrate der Vorverbrennung

Eine wichtige Größe zur Beurteilung der zeitlichen Lage der Verbrennung im Zylinder ist der Verbrennungsschwerpunkt. Dieser kann für Vor- und Hauptverbrennung einzeln und für die gesamte Verbrennung ermittelt werden. Der Verbrennungsschwerpunkt der Vorverbrennung wird im Rahmen dieser Arbeit als  $VSP_{VV}$ , der Verbrennungsschwerpunkt der gesamten Verbrennung als VSP abgekürzt. Der Verbrennungsschwerpunkt der Hauptverbrennung findet keine Verwendung.

Insbesondere für die Vorverbrennung, welche eine sehr kurze Brenndauer hat, stimmt die Lage der maximalen Brennrate gut mit dem Verbrennungsschwerpunkt überein (siehe auch Abb. 2-7). Daher wird die Kurbelwellenstellung zum Zeitpunkt der maximalen Brennrate der Vorverbrennung ( $Pos_{dQb/d\phi_{VV \max}}$ ) als Größe zur Beschreibung der zeitlichen Lage der Vorverbrennung verwendet.

### Wärmefreisetzung von Vor- und Hauptverbrennung

Analog zur maximalen Brennrate der Vorverbrennung wird die kumulierte Wärme nach der Vorverbrennung und nach der Hauptverbrennung betrachtet, wobei die Wärmefreisetzung der Vorverbrennung ( $Q_{b_{VV}}$ ) für eine Regelung der Voreinspritzung von besonderer Relevanz ist.



## 3 Versuchsaufbau und Versuchsplanung

### 3.1 Versuchsaufbau

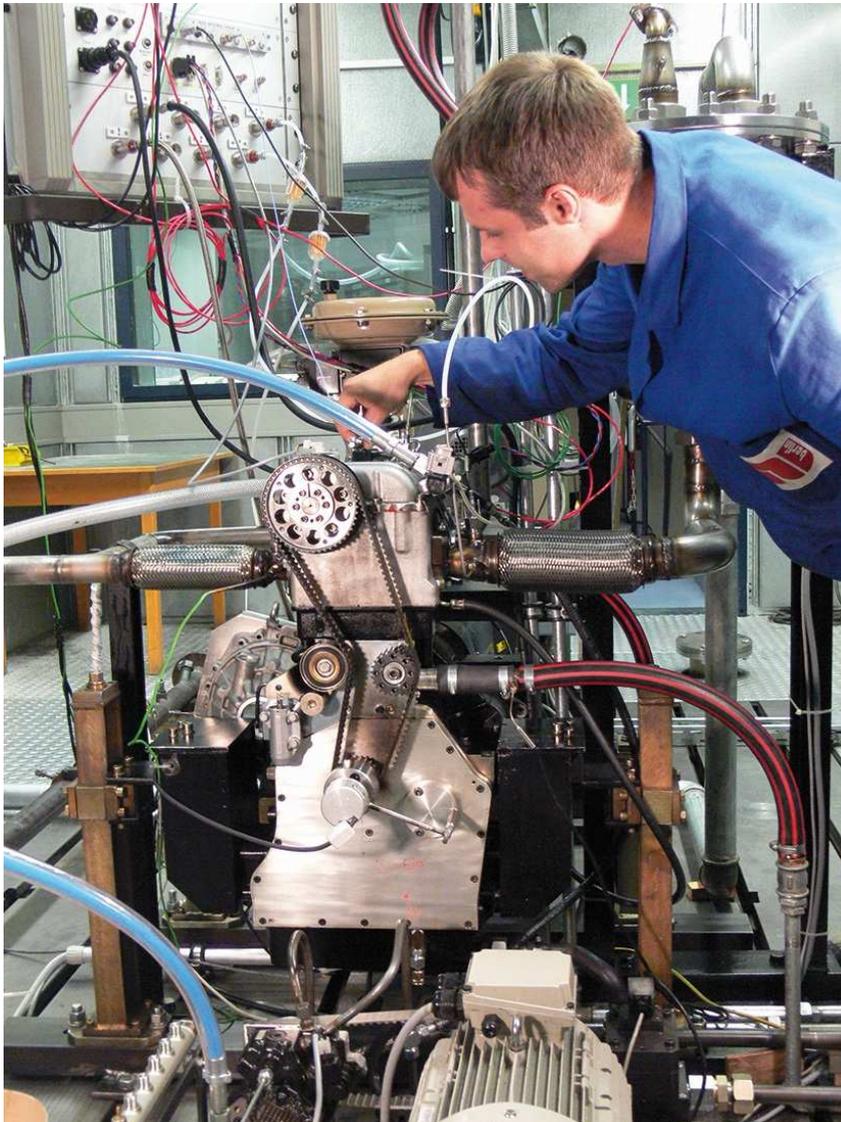
Die experimentellen Untersuchungen zu dieser Arbeit wurden am Einzylinderforschungsmotor des Fachgebiets Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität Berlin durchgeführt. Die Brennraumgeometrie des verwendeten Einzylindermotors basiert auf der Motorbaureihe OM 646 der Daimler AG, wobei das Verdichtungsverhältnis auf  $\varepsilon = 15,88$  verkleinert wurde. Hierbei wurde die Brennraumform, durch einen Wandabtrag von konstanter Stärke in der Kolbenmulde, soweit möglich beibehalten. Der Ausgangsmotor war von der IAV GmbH auf einen Zylinder reduziert und zum Massenausgleich mit vier Ausgleichswellen versehen worden. Zudem war ein neuer Zylinderkopf konstruiert worden, der über zwei gesonderte Indizierzugänge und eine zentrale Injektorlage verfügt (Abb. 3-2, Abb. 3-3). Als Einspritzsystem kommen Common-Rail-Komponenten der Bosch GmbH zum Einsatz. Die geometrischen Größen und Eigenschaften von Motor und Einspritzsystem sind in Tab. 3-1 detailliert aufgeführt.

Der Motor ist auf einem Prüfstandsfundament in einer Prüfstandszelle installiert und über eine elastische Welle mit einer Gleichstrombremse verbunden. Die elastische Welle ist für einen überkritischen Betrieb ab ca.  $600 \text{ min}^{-1}$  ausgelegt. Sämtliche Versorgungsaggregate des Motors, wie zum Beispiel Motoröl- und Kühlwasserversorgung, werden prüfstandsseitig bereitgestellt, um einen weitestgehend flexiblen und von Quereinflüssen entkoppelten Motorbetrieb zu gewährleisten.

Zudem ist die Prüfstandszelle gasdicht ausgeführt und mit Unterdruck beaufschlagt. Sie ist aus Sicherheitsgründen an eine Gas- und Feuerwarnanlage mit automatischer Abschaltung und Löschung angeschlossen. Die Vorderansicht des Einzylinderforschungsmotors in der Prüfstandszelle ist in Abb. 3-1 dargestellt. Für eine detaillierte Beschreibung des Versuchsaufbaus wird auf die vom Verfasser betreuten studentischen Arbeiten verwiesen [82-86].

Die Versorgungsaggregate des Motors und externe Größen, wie zum Beispiel die AGR-Rate, werden über eine in der Softwareumgebung Labview entwickelte Prüfstandssteuerung überwacht und geregelt. Zusätzlich übernimmt diese Prüf-

standssteuerung weniger kritische Sicherheitsüberwachungen und die Aufzeichnung der prüfstandsseitigen Messdaten.



*Abb. 3-1: Vorderansicht des Einzylinder-Forschungsmotors in der Prüfstandszelle*

Für eine detaillierte Beschreibung der Prüfstandssoftware sei an dieser Stelle auf [84] verwiesen. Eine Schemazeichnung des Prüfstandsbaus mit den erfassten Messgrößen findet sich im Anhang unter Abschn. A1.

Das Einspritzsystem wird von einer Motorsteuerung der Firma IAV GmbH angesteuert [87]. Diese Motorsteuerung übernimmt zentrale Sicherheitsfunktionen und ermöglicht das freie Einstellen von bis zu fünf einzelnen Einspritzungen. Zudem bietet die Motorsteuerung die Möglichkeit neu erstellte Software-Strukturen einzubinden. Diese Funktionalität ist wesentlich für die angestrebte Regelung der Vorverbrennung. Darüber hinaus beinhaltet die Motorsteuerung bereits eine zylinderdruckbasierte Regelung von Verbrennungsschwerpunkt

und indiziertem Mitteldruck der Hochdruckschleife [65]. Diese Regler werden allerdings erst im dritten Abschnitt der experimentellen Untersuchungen eingesetzt.

Die Zylinderdruckindizierung und deren Auswertung hinsichtlich

- indiziertem Mitteldruck,
- Verbrennungsgeräusch,
- maximalem Druckgradient,
- Verbrennungsschwerpunkt und
- Verbrennungsstabilität

in Echtzeit wird von einem Indiziersystem der Firma AVL übernommen. Mit Hilfe dieses Messgerätes werden die genannten Berechnungsergebnisse online angezeigt. Somit wird das manuelle Einstellen eines Betriebspunkts ermöglicht.

Die für die Zylinderdruckindizierung notwendige Indiziermesskette besteht aus zwei voneinander unabhängig betriebenen, piezoelektrischen Zylinderdrucksensoren, welche im Zylinderkopf des Versuchsmotors eingebaut sind. Bei der Anfertigung der Indizierbohrungen wurde auf eine möglichst plane Lage der Zylinderdrucksensoren im Zylinderkopf geachtet, um Pfeifenschwingungen zu vermeiden (Abb. 3-2, Abb. 3-3). Das Signal dieser Sensoren wird über hochohmige Kabel an Ladungsverstärker geleitet, dort verstärkt und dem Indiziersystem zugeführt. Um eine hohe Messgenauigkeit sicherzustellen, wird eine Kalibration der gesamten Messstrecke über Ladungsverstärker und Indiziersystem durchgeführt.

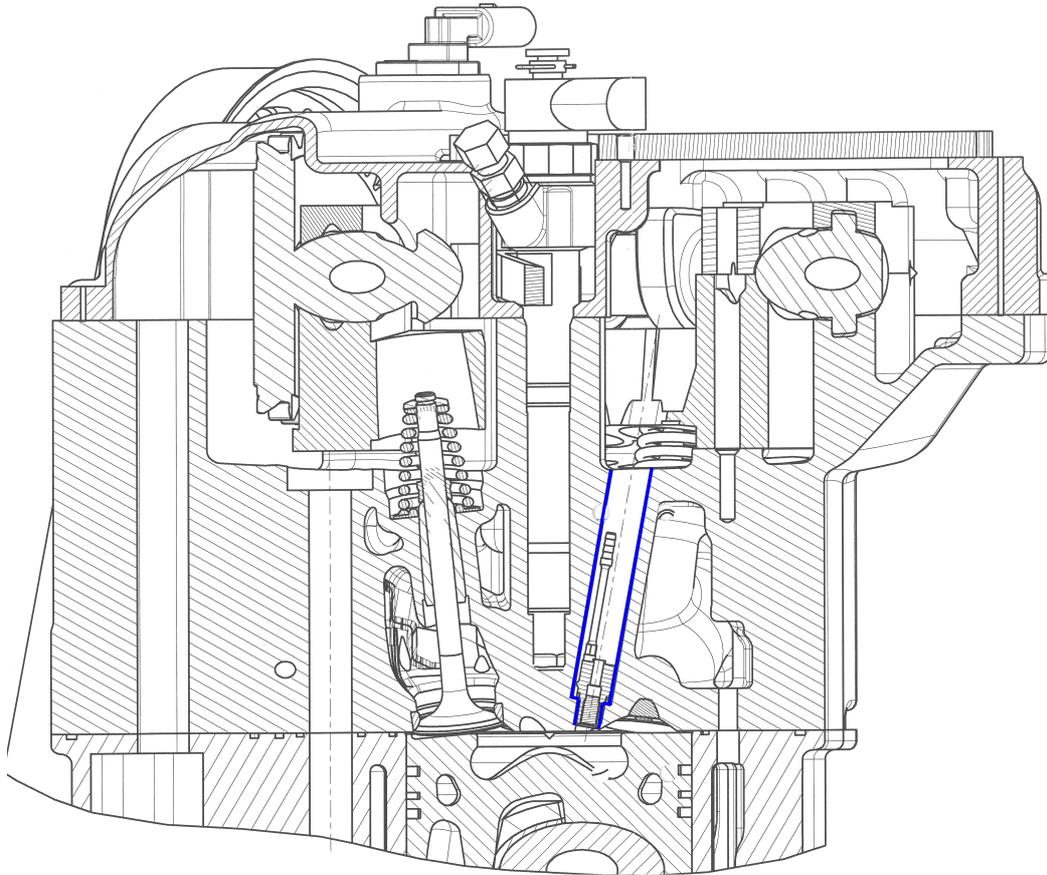


Abb. 3-2: Schnitt des Zylinderkopfs mit Indizierzugang 1

Die Kalibrationskoeffizienten der Zylinderdrucksensoren werden dem Herstellerprotokoll entnommen. Um eine Drift zu vermeiden, wird der Nullpunkt des Zylinderdrucksignals über eine thermodynamische Korrekturfunktion kalibriert. Der obere Totpunkt des Kolbens wird über den Zylinderdruckverlauf ermittelt, wobei ein thermodynamischer Verlustwinkel von  $0,6^\circ$  KW berücksichtigt wird [88]. Hierbei wurde der thermodynamische Verlustwinkel nach Erfahrungswerten abhängig von Motorkategorie und vornehmlichem Lastzustand bei Teillast gewählt. Die Ermittlung der Kurbelwellenstellung wird über einen Drehwinkelgeber mit einer Auflösung von einem Grad Kurbelwinkel durchgeführt. Dieser wird vom Indiziersystem auf die gewählte Auflösung von  $0,2^\circ$  KW interpoliert.

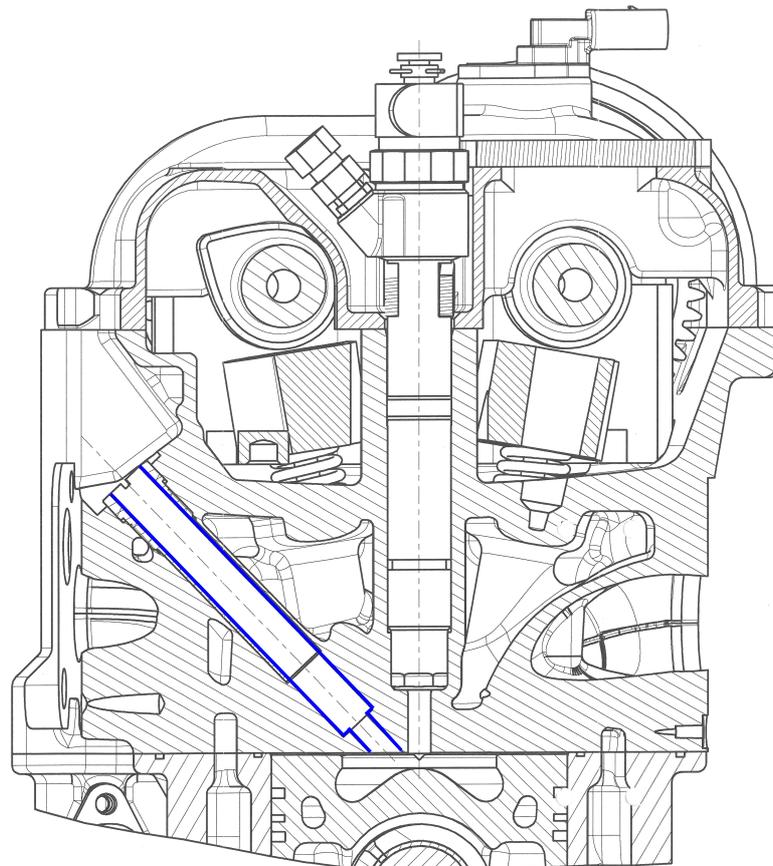


Abb. 3-3: Schnitt des Zylinderkopfs mit Indizierzugang 2

Der Prüfstand ist mit konventioneller Abgasmesstechnik zur Erfassung der Komponenten  $O_2$ ,  $CO_2$ ,  $NO_x$ , HC und CO ausgestattet. Die Abgasmesstechnik wird täglich mit dem Einsatz von Kalibriergasen kalibriert. Die Ermittlung der Schwärzungszahl erfolgt über ein Smokemeter der Firma AVL GmbH. Anschließend wird mittels einer, vom Hersteller des Smokemeters gegebenen, Korrelation aus der Schwärzungszahl die Rußmasse berechnet [26, 89].

Motortyp	Viertakt-Diesel
Verdichtungsverhältnis	15,88
Brennraum	Omega-Mulde
Bohrung / Hub	88 mm / 88,34 mm
Hubraum	537 cm <sup>3</sup>
Maximal zulässiger Zylinderdruck	220 bar
Einspritzsystem	Common-Rail
Maximale Drehzahl	5000 min <sup>-1</sup>
Injektortyp	Servo Magnetventil
Anzahl Düsenlöcher	7
Einspritzwinkel	153°
Düsendurchfluss	820 cm <sup>3</sup> / 60 s

*Tab. 3-1: Geometrische Größen und Eigenschaften des verwendeten Einzylindermotors und des Einspritzsystems*

Die Auswertung der gewonnenen Messdaten erfolgt über ein eigens dafür entwickeltes Matlab-Script. Dieses führt die EWG/ECE-konforme Umrechnung der Schadstoffkonzentrationen in Schadstoffmassenströme durch und bezieht diese auf die indizierte Leistung [90].

Die thermodynamische Analyse der Indizierdaten wird über ein von der IAV GmbH bereitgestelltes und vom Autor angepasstes Matlab-Programm durchgeführt. Es werden die üblicherweise vorgenommenen Vereinfachungen getroffen. Eine detaillierte Beschreibung der angewendeten thermodynamischen Analyse findet sich in [33].

## 3.2 Versuchsplanung

### 3.2.1 Versuchsdurchführung und Methodik

Die experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit gliedern sich in drei Versuchsabschnitte:

1. Untersuchungen zu den Auswirkungen der Kraftstoffeigenschaften auf das dieselmotorische Brennverfahren
2. Systemidentifikation der Vorverbrennung
3. Funktionsnachweis des entwickelten Reglers für die Vorverbrennung

Bei allen Versuchsabschnitten werden zu Beginn eines jeden Messtages zwei Referenzbetriebspunkte eingestellt. Anhand eines Vergleichs der Messdaten dieser Referenzbetriebspunkte zwischen den einzelnen Messtagen werden Funktion und Genauigkeit des Messaufbaus überprüft. Die Referenzbetriebspunkte werden so gewählt, dass ein deutlicher Unterschied in wesentlichen Motorbetriebsgrößen und Abgasemissionen vorliegt um den Messbereich der Messgeräte möglichst gut auszunutzen.

Die Motorbetriebswerte sämtlicher eingestellter Motorbetriebspunkte werden jeweils aus zwei aufeinander folgenden Messungen gespeichert, um die Einzelmessungen abzusichern. Die Variationen der Motorbetriebsparameter, wie zum Beispiel des Verbrennungsschwerpunkts, werden am selben Messtag durchgeführt, um einen kontinuierlichen Messverlauf sicherzustellen und Änderungen der Randbedingungen, wie zum Beispiel des Umgebungsdrucks, auszuschließen.

Beim Wechsel des Versuchskraftstoffs wird der vorherige Kraftstoff komplett abgelassen. Anschließend werden die Leitungen mit Druckluft ausgeblasen und die Kraftstofffilter gewechselt. Nach dem Wiederauffüllen des Kraftstoffsystems mit dem neuen Kraftstoff wird das System entlüftet und der Motor eine Weile bei höherer Last betrieben, um mögliche letzte Reste des vorherigen Kraftstoffs zu entfernen.

Für den Einsatz von Kraftstoffen mit nicht-normgerechten Eigenschaften gilt insbesondere bei abweichenden Werten für Viskosität, Dichte und Heizwert, dass die Einspritzzeiten von Vor- und Haupteinspritzung für einen in Menge und zeitlicher Lage identischen Energieeintrag wie bei Dieselkraftstoff angepasst werden müssen. Zum Einhalten einer, aufgrund des Referenzbetriebs mit Dieselkraftstoff, gegebenen Last und eines gegebenen Verbrennungsschwerpunkts

müssen damit sowohl Ansteuerbeginn als auch Ansteuerdauer der Haupteinspritzung angepasst werden. Dieses Vorgehen kompensiert bereits einen deutlichen Einfluss der nicht-normgerechten Kraftstoffeigenschaften, wie zum Beispiel einen späteren Verbrennungsschwerpunkt bei Kraftstoffen niedriger Cetanzahl. Es dient zur Aufteilung der Einflüsse der nicht-normgerechten Kraftstoffe in direkte und indirekte Einflüsse auf Schadstoffemission und Verbrennungsgeräusch. Als direkte Einflüsse werden diejenigen Einflüsse definiert, die auch bei identischem Brennverlauf im Vergleich zum Betrieb mit Dieselkraftstoff auftreten. Indirekte Einflüsse hingegen beschreiben Einflüsse auf den Brennverlauf, in deren Folge sich die Schadstoffemissionen und oder das Verbrennungsgeräusch ändern.

### **3.2.2 Erster Versuchsabschnitt: Auswirkungen der Kraftstoffeigenschaften**

Ziel der Untersuchungen des ersten Versuchsabschnitts ist es, die bestehenden Literaturangaben zu den Auswirkungen der Kraftstoffeigenschaften auf das dieselmotorische Brennverfahren für einen aktuellen Dieselmotor zu überprüfen. Im Speziellen soll neben dem Einfluss der Cetanzahl der Einfluss des Verdampfungsverhaltens ermittelt werden, da dieser bisher wenig untersucht ist.

Im Rahmen des ersten Versuchsabschnitts werden daher die Auswirkungen von Mischungen aus Iso-Oktan und n-Heptan (Kraftstoff A, B, C) und von Rapsmethylester (RME) auf die Motorbetriebswerte und die Abgasemissionen eines Dieselmotors untersucht und mit den entsprechenden Werten beim Betrieb mit herkömmlichem Dieselkraftstoff nach DIN-EN 590 verglichen. Die Kraftstoffe werden so gewählt, dass eine möglichst unabhängige Variation von Cetanzahl, Aromatengehalt und Verdampfungseigenschaften erreicht wird. Die bei den Mischungen eingestellten Kraftstoffeigenschaften des ersten Versuchsabschnitts sind in Tab. 3-2 dargestellt. Eine detaillierte Aufstellung der Kraftstoffeigenschaften der Versuchskraftstoffe findet sich im Anhang unter A2. Bei der Berechnung nicht gegebener Kraftstoffkenngrößen, wie zum Beispiel des Mindestluftbedarfs, wurde auf [91] zurückgegriffen.

Kraftstoff	Siedekurve $T_{50\%} \dots T_{90\%}$	CZ BASF	Dichte	Viskosität	Heizwert
	°C	-	kg/m <sup>3</sup>	mm <sup>2</sup> /s	MJ/kg
Diesekraftstoff DIN-EN 590 (DK)	284...355	53,6	0,84	3,42	42,88
Rapsmethylester DIN-EN 14214 (RME)	351...357	56,0	0,88	4,17	39,99
Kraftstoff A	98...279	69,3	0,71	0,84	44,80
Kraftstoff B	98...106	54,4	0,68	0,61	45,00
Kraftstoff C	98...104	42,2	0,69	0,65	44,90

Tab. 3-2: Kraftstoffeigenschaften der Versuchskraftstoffe für den ersten Versuchsabschnitt

Für die Untersuchungen im ersten Versuchsabschnitt werden die in Tab. 3-3 aufgeführten Betriebspunkte ausgewählt. Bei der Auswahl der Betriebspunkte wurde darauf geachtet, dass wesentliche Last- und Drehzahlzustände eines Pkw-Dieselmotors repräsentiert sind. Die Wahl von Ladedruck ( $p_{VE}$ ) und Einlasstemperatur ( $T_{VE}$ ) basiert auf Erfahrungswerten aus dem Betrieb von Vollmotoren mit Abgasturboaufladung, wobei ein geringer Sicherheitsabstand eingehalten wurde. In Betriebspunkt BP1 wird daher ein Einlassdruck von 1 bar angesetzt. Mit dieser Wahl des Einlassdrucks wird davon ausgegangen, dass das Abgasenthalpieangebot in diesem Betriebspunkt bei einer Abgasturboaufladung nicht für einen Ladedruck deutlich über dem Umgebungsdruck ausreicht. Mit steigender Last führt das erhöhte Abgasenergieangebot für Motoren mit Abgasturboaufladung zu einem höheren möglichen Ladedruck. Dieser Zusammenhang ist in Betriebspunkt BP2 abgebildet. Die Reduktion des Ladedrucks hin zur Nenndrehzahl entspricht einer Serienapplikation, welche ein leicht abfallendes Moment hin zur Nennleistung und insbesondere zur maximalen Leistung bei maximaler Drehzahl fordert und darüber hinaus einen gegebenen maximalen Zylinderdruck einhalten muss (BP3).

Die Ansteuerdauer und der Ansteuerbeginn für die Voreinspritzung bei Betrieb mit Diesekraftstoff werden ähnlich einer Serienapplikation gewählt und für die Versuchskraftstoffe gleich den Werten für Diesekraftstoff eingestellt.

Betriebspunkt	Drehzahl	$p_{mi\_HD}$	$p_{Rail}$	$p_{VE}$	$T_{VE}$	$m_{VE}$
-	min <sup>-1</sup>	Bar	Bar	bar	°C	mg/Hub
BP1	1650	4,8	750	1,0	60	3,0
BP2	2350	15,0	1350	3,0	70	1,5
BP3	4000	18,0- 20,0 <sup>[9]</sup>	1600	2,5	50	ohne

Tab. 3-3: Betriebspunkte zur Analyse der Auswirkungen der Kraftstoffeigenschaften auf die Motorbetriebswerte und die Abgasemission des Versuchsmotors

Zum Aufzeigen der indirekten Einflüsse werden bei den Untersuchungen des ersten Versuchsabschnitts zusätzliche Betriebspunkte bei einem Betrieb mit den Versuchskraftstoffen ohne eine Anpassung der Ansteuerzeiten an den jeweiligen Versuchskraftstoff eingestellt. Für diese Betriebspunkte werden insbesondere die Wärmefreisetzung und der maximale Druckgradient ausgewertet. Für die Betriebspunkte BP1 und BP2 werden zudem die Emissionen anhand einer Variation des Verbrennungsschwerpunkts mit je Kraftstoff angepassten Einspritzzeiten bewertet. Ein Vergleich des Motorbetriebs mit und ohne Anpassung der Einspritzzeiten wird exemplarisch am Beispiel des Volllastbetriebspunkts (BP3) in Abschn. 4.3 gezeigt.

#### BP1: Referenzbetriebspunkt für die untere Teillast

Der Motorbetrieb bei unterer Teillast zeichnet sich aufgrund der Randbedingungen, die aus der Auslegung der Aufladegruppe und der Emissionsgesetzgebung resultieren, durch geringe Ladedrücke und hohe AGR-Raten aus. Diese Randbedingungen wurden auf den für die untere Teillast als repräsentativ ausgewählten Betriebspunkt 1 (BP1) mit einer Last von  $p_{mi\_HD} = 4,8$  bar übertragen. Zur Reduktion des Verbrennungsgeräuschs, welches für Serienmotoren aufgrund von Kundenanforderungen ein weiteres wesentliches Auslegungskriterium in diesem Lastbereich ist, werden eine oder mehrere Voreinspritzungen eingesetzt. Die verhältnismäßig niedrige Last in Kombination mit dem verkleinerten Verdichtungsverhältnis des Versuchsmotors von  $\epsilon = 15.88$  und einer Temperatur vor Einlass von 60°C führt zu einer geringen Zylindertemperatur zum Zeitpunkt des Einspritzbeginns der Voreinspritzung. Dieser Zylinderzustand repräsentiert somit den unteren Arbeitsbereich der entwickelten Regelung der Voreinspritzung.

---

<sup>9</sup> Aus Bauteilschutzgründen wird die Variation des Verbrennungsschwerpunkts für Betriebspunkt 3 bei einer reduzierten Last von  $p_{mi\_HD} = 18$  bar durchgeführt.

### BP2: Referenzbetriebspunkt für die obere Teillast

Der Motorbetrieb bei oberer Teillast zeichnet sich gegenüber dem Betrieb bei unterer Teillast durch höhere Zylinderdrücke und Temperaturen aus. Auch in der oberen Teillast sorgt der Einsatz von Voreinspritzungen für einen möglichst geräuscharmen Motorbetrieb. Für viele Motor-Fahrzeug-Kombinationen liegt dieser Betrieb gerade noch innerhalb der gesetzlich vorgeschriebenen Fahrzyklen. Allerdings tritt der Betrieb in oberer Teillast innerhalb der Fahrzyklen deutlich seltener auf als der Betrieb in unterer Teillast. Aufgrund der höheren Zylindertemperatur im Vergleich zum Betrieb in unterer Teillast repräsentiert der Betrieb in oberer Teillast den oberen Arbeitsbereich der entwickelten Regelung der Voreinspritzung. Für höhere Lasten kommen in aller Regel keine Voreinspritzungen mehr zum Einsatz.

### BP3: Referenzbetriebspunkt für die Nennleistung

Der Motorbetrieb bei Nenndrehzahl ist durch die Forderung nach einer möglichst hohen Spitzenleistung und damit, für einen gegebenen Motor und eine gegebene Nenndrehzahl, nach möglichst hoher Last gekennzeichnet. In aller Regel wird eine einzelne Einspritzung angewendet, da das Verbrennungsgeschwindigkeit aufgrund hoher Fahrgeräusche eine untergeordnete Rolle spielt. Häufig wird der Verbrennungsschwerpunkt verhältnismäßig spät gewählt, um bei vorgegebenem maximalem Zylinderdruck eine möglichst hohe Last erzielen zu können. Diese Maßnahme ist allerdings durch die maximal zulässige Abgas-temperatur begrenzt, welche in der Regel von Bauteilschutzmaßnahmen für die Turbine des Abgasturboladers bestimmt wird. Bei nahezu allen gesetzlich gültigen Pkw-Abgastestzyklen und Motor-Fahrzeug-Kombinationen wird der Motorbetrieb bei Vollast nicht berücksichtigt.

### **3.2.3 Zweiter Versuchsabschnitt: Systemidentifikation der Vorverbrennung**

Ziel des zweiten Versuchsabschnitts ist es, eine möglichst genaue Beschreibung des Einflusses von Spritzabstand und Voreinspritzmenge auf das Brennverfahren zu ermitteln. Dazu wird eine Variation dieser Größen durchgeführt. Die genaue Kenntnis des Systemverhaltens dient zur Entwicklung des Reglers für die Vorverbrennung, der Auswahl von Regelgrößen und der Festlegung der später festzulegenden Sollwerte für den Reglerbetrieb. Dieser Versuchsabschnitt wird aufgrund einer begrenzten Verfügbarkeit der Versuchskraftstoffe

ausschließlich mit Dieselkraftstoff durchgeführt, wofür die in Tab. 3-4 dargestellten Betriebspunkte BP4 und BP5 ausgewählt wurden.

Betriebspunkt	Drehzahl	VSP	$p_{mi\_HD}$	$p_{Rail}$	$p_{vE}$	$T_{vE}$	$NO_x$
-	min <sup>-1</sup>	°KW	bar	bar	bar	°C	g/kWh
BP4	1650	373	4,8	750	1,0	60	0,4
BP5	2000	377	10	1000	1,9	60	0,4

Tab. 3-4: Betriebspunkte für den zweiten Versuchsabschnitt

Bei den im zweiten Versuchsabschnitt durchgeführten Versuchen werden alle Betriebspunkte über eine Anpassung der AGR-Rate auf eine konstante spezifische  $NO_x$ -Emission von 0,4 g/kWh eingestellt, um eventuelle Abweichungen in der Rußemission beim Betrieb mit den Versuchskraftstoffen eindeutig bewerten zu können. Der Verbrennungsschwerpunkt und die Last werden über eine Anpassung von Einspritzbeginn und Einspritzdauer der Haupteinspritzung für die jeweiligen Kraftstoffe gleich eingestellt.

Bei der Bewertung der Emissionsergebnisse für diesen Versuchsabschnitt muss beachtet werden, dass die Voreinspritzung Druckwellen in Einspritzleitung und Kraftstoffspeicher anregt. Diese und die zusätzlich durch die Hochdruckpumpe induzierten Druckpulse führen zu einer Druckschwankung am Injektor. Bei einer Variation des Spritzabstands ändert sich die zeitliche Lage der reflektierten Druckwelle im Einspritzsystem. Daher wird bei einer Variation des Spritzabstands auch immer der Einspritzdruck für die Haupteinspritzung in geringem Maße variiert. Um diesen Einfluss so gering wie möglich zu halten, wurde für den Einzylindermotor ein Einspritzsystem mit zusätzlichen Druckspeichern aufgebaut. Dieses ist, aufgrund des zusätzlich zur Verfügung stehenden Volumens, in der Lage, die Druckschwankungen auf ein Minimum zu reduzieren.

### 3.2.4 Dritter Versuchsabschnitt: Motorbetrieb mit Regelung der Vorverbrennung

Abschließend wird der für die Vorverbrennung entwickelte Regler am Motorprüfstand in Betrieb genommen und exemplarisch mit dem Versuchskraftstoff RME getestet. Hierbei soll die Funktionsfähigkeit des Reglers nachgewiesen und der Regelerfolg bewertet werden. Aufgrund einer begrenzten Verfügbarkeit der Versuchskraftstoffe A, B, C werden keine weiterführenden Versuche mit

diesen Kraftstoffen durchgeführt. Die Eignung des Reglers für diese Kraftstoffe wird daher theoretisch anhand der Ergebnisse der manuellen Kompensation in Abschn. 5.4 betrachtet. Als Betriebspunkt für den Funktionsnachweis wird Betriebspunkt BP5 aus Tab. 3-4 gewählt.



## 4 Auswirkungen nicht-normgerechter Kraftstoffe auf den Dieselmotorbetrieb

### 4.1 Auswirkungen der Kraftstoffeigenschaften auf den Motorbetrieb bei unterer Teillast

Für die Untersuchungen mit den Versuchskraftstoffen bei Betriebspunkt BP1 und ohne an den jeweiligen Versuchskraftstoff angepasste Ansteuerzeiten zeigt sich mit sinkender Cetanzahl der Versuchskraftstoffe eine im Vergleich zu Dieselmotor Kraftstoff geringere Energiefreisetzung der Voreinspritzmenge. Dies führt bis zum vollständigen Ausbleiben einer Vorverbrennung, beim Kraftstoff C, mit einer Cetanzahl von 42, (siehe Abb. 4-1).

Die abweichende Vorverbrennung führt zu einer deutlichen Änderung des Zylindertemperaturverlaufs (Abb. 4-2). Zum Beurteilungszeitpunkt des Voreinspritzerfolgs<sup>10</sup> (ABHE+4°KW) weicht die Massenmitteltemperatur beim Betrieb mit den Versuchskraftstoffen B und C um bis zu 175 K und somit deutlich vom Betrieb mit Dieselmotor Kraftstoff ab. Ausgehend vom klassischen, diffusionsgesteuerten Brennverfahren für Dieselmotor Kraftstoff, RME und Kraftstoff A, wird aufgrund der geringeren Energieumsetzung der Voreinspritzmenge für Kraftstoff B und C der Zündverzug daher verlängert und so in ein teilhomogenes Brennverfahren übergegangen.

Die Brennverfahrensänderung bei geringerer Energiefreisetzung der Vorverbrennung führt damit zu einer abweichenden Wärmefreisetzung der Haupteinspritzung, wie in Abb. 4-1 ersichtlich. Insbesondere für Kraftstoff C wird die Wärmefreisetzung soweit verzögert, dass sich ein deutlich späterer Verbrennungsschwerpunkt einstellt.

---

<sup>10</sup> Siehe auch Abschn. 2.5

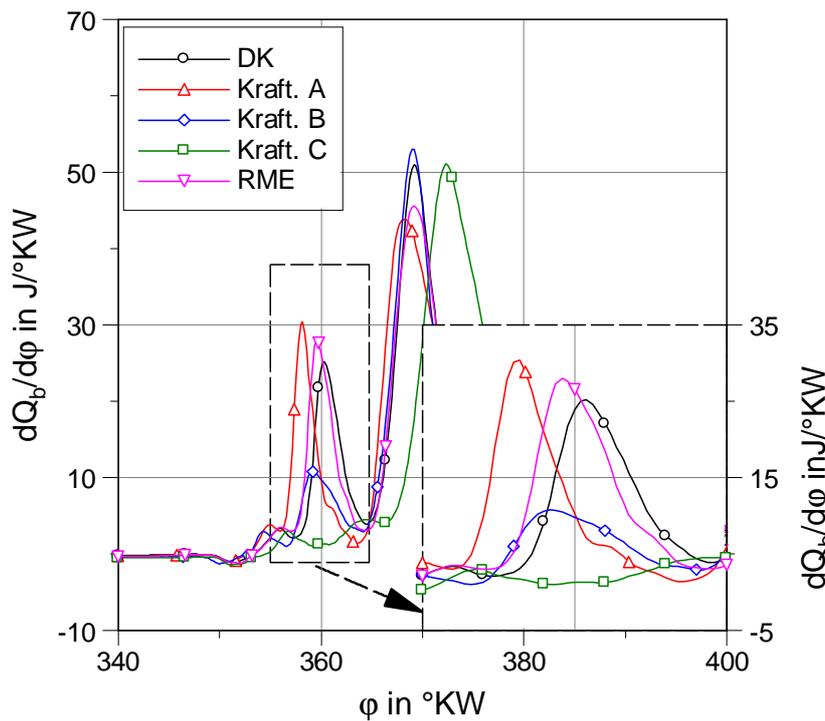


Abb. 4-1: Brennverlauf bei BP1 ( $n_M=1650 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=4,8 \text{ bar}$ ,  $VSP=373^\circ\text{KW}$ ,  $AGR=30\%$ ) ohne angepasste Ansteuerzeiten bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen

Die gegenüber dem Dieselmotorkraftstoff abweichende Wärmefreisetzung der alternativen Kraftstoffe führt letztlich zu einem abweichenden maximalen Zylinderdruckgradienten (Abb. 4-3), welcher für das jeweilige Verbrennungsgeräusch entscheidend ist. Da die Voreinspritzmenge zu einer Verbrennung zu einem für das Verbrennungsgeräusch ungünstigen Zeitpunkt führt, kann diese, trotz geringerer Energiefreisetzung im Vergleich zur Hauptverbrennung, die Ursache für den maximalen Druckgradienten sein. Dies gilt insbesondere für die untere Teillast, wo die Einspritzmenge der Voreinspritzung häufig einen wesentlichen Anteil an der insgesamt eingespritzten Kraftstoffmenge ausmacht. Die genauere Betrachtung des Zylinderdruckgradientenverlaufs in Abb. 4-3 zeigt, dass sowohl die Verbrennung der Voreinspritzmenge, als auch die Verbrennung der Haupteinspritzmenge zu einem globalen Maximum im Zylinderdruckgradienten führen kann. Für eine leise Verbrennung ist somit sowohl die zeitliche Lage, als auch die Energieumsetzung der Voreinspritzmenge von wesentlicher Bedeutung.

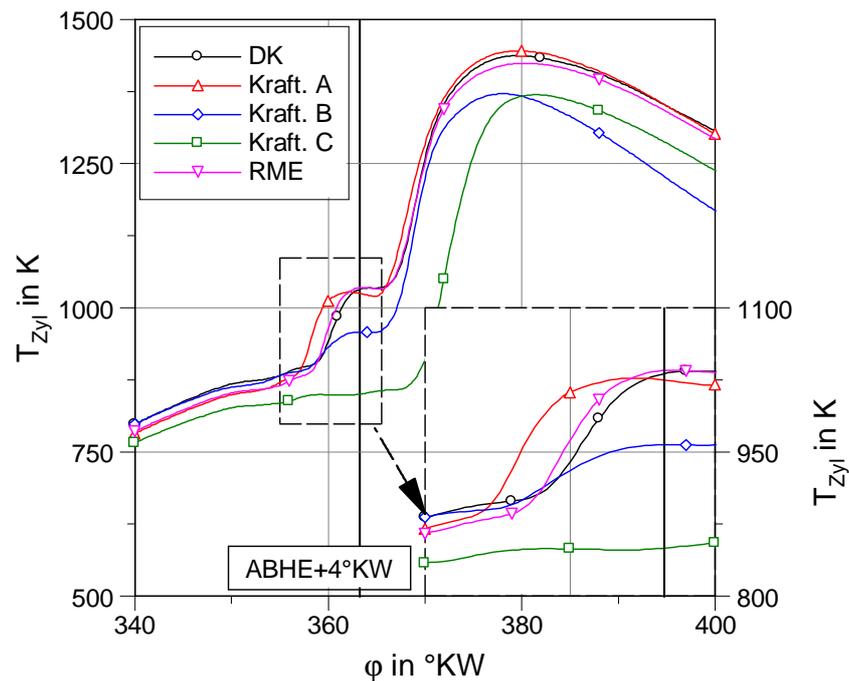


Abb. 4-2: Zylindertemperaturverlauf für BP1 ( $n_M=1650 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=4,8 \text{ bar}$ ,  $VSP=373^{\circ}KW$ ,  $AGR=30\%$ ) ohne angepasste Ansteuerzeiten bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen

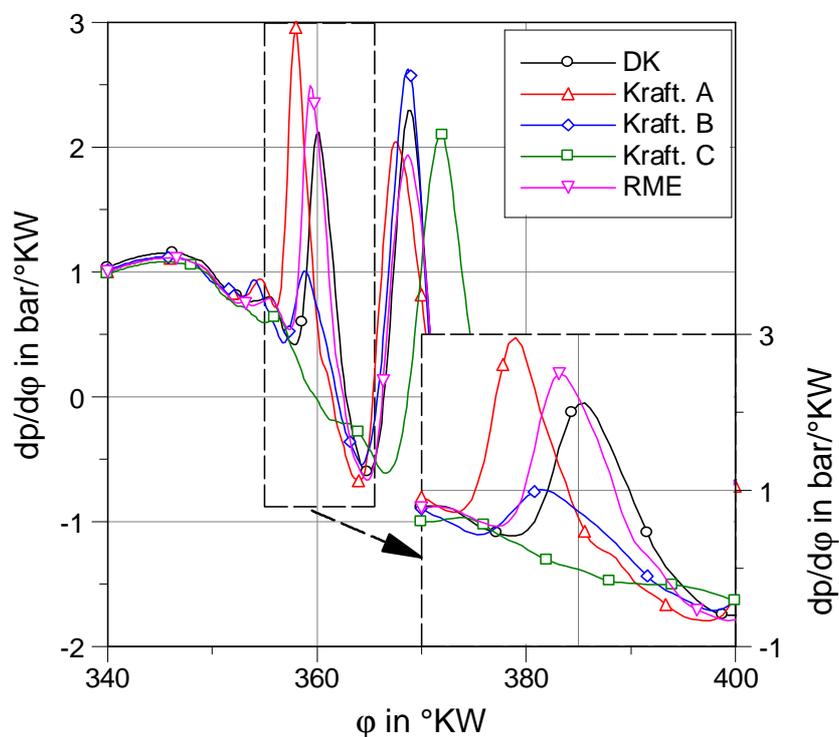


Abb. 4-3: Zylinderdruckgradient für BP1 ( $n_M=1650 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=4,8 \text{ bar}$ ,  $VSP=373^{\circ}KW$ ,  $AGR=30\%$ ) ohne angepasste Ansteuerzeiten bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen

Für die Variation des Verbrennungsschwerpunkts in Betriebspunkt BP1 beim Betrieb mit alternativen Kraftstoffen und mit, für konstante Last und konstanten Verbrennungsschwerpunkt, angepasstem Einspritzbeginn und angepasster Einspritzdauer der Haupteinspritzung zeigen sich deutliche Abweichungen in den Schadstoffemissionen. Diese liegen sowohl in direkten, als auch in indirekten Einflüssen<sup>11</sup> der Kraftstoffeigenschaften der alternativen Kraftstoffe begründet.

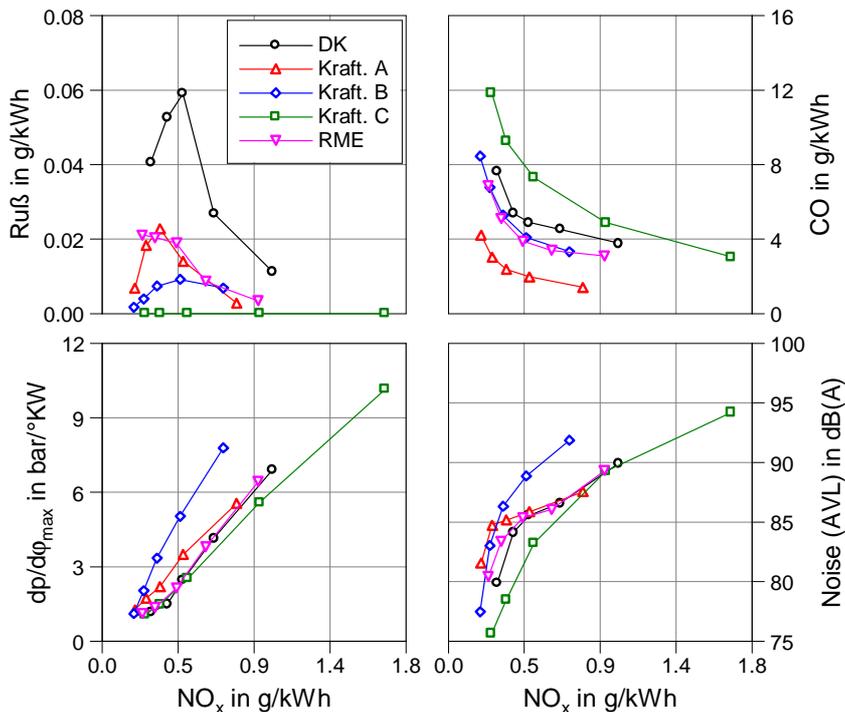


Abb. 4-4: Rohemissionen und Verbrennungsgeräusch für BP1 ( $n_M=1650 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=4,8 \text{ bar}$ ,  $VSP=363-383^\circ\text{KW}$ ) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen und jeweils angepassten Ansteuerzeiten

Der durch die abweichende Vorverbrennung ausgelöste Übergang in ein anderes Brennverfahren führt zu indirekten Änderungen in Schadstoff- und Geräuschemission. Dieser Übergang wird hierbei nicht durch die Verdampfungseigenschaften der Versuchskraftstoffe, sondern durch deren Cetanzahl verursacht. Daher zeigt allein Kraftstoff C keine Energiefreisetzung der Vorverbrennung (Abb. 4-2). Die Ergebnisse der Untersuchungen mit Dieselmotorkraftstoff zeigen die höchsten Rußemissionen, welche mit sinkender Cetanzahl der Versuchskraftstoffe abnehmen, wie in Abb. 4-4 ersichtlich ist. Dieses Verhalten liegt in dem mit sinkender Cetanzahl steigenden Zündverzug begründet, welcher einen höheren Vormischanteil verursacht und so die Rußemissionen auf Kosten des Verbrennungsgeräuschs senkt.

<sup>11</sup> Die Definition direkter und indirekter Einflüsse findet sich in Abschn. 3.2.1.

Neben diesen indirekten Einflüssen auf Schadstoffemission und Verbrennungsgeräusch gibt es direkte Einflüsse aufgrund der chemischen Zusammensetzung der Versuchskraftstoffe. Beim Motorbetrieb mit RME wird aufgrund des Sauerstoffanteils dieses Kraftstoffs trotz annähernd gleicher Cetanzahl eine geringere Rußemission im Vergleich zu Dieselkraftstoff (Abb. 4-4) emittiert. Auch Kraftstoff B zeigt, trotz nahezu identischer Cetanzahl, eine im Vergleich zum Betrieb mit Dieselkraftstoff deutlich geringere Rußemission. Dies liegt in dem geringeren Aromatengehalt von Kraftstoff C begründet.

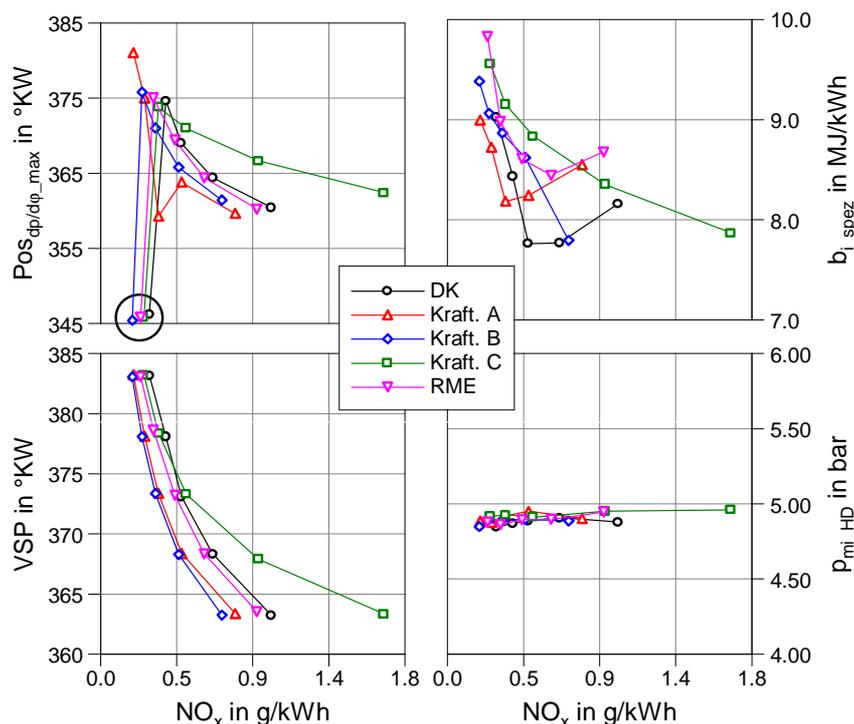


Abb. 4-5: Motorbetriebsgrößen für BP1 ( $n_M=1650 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=4,8 \text{ bar}$ ,  $VSP=363\text{-}383^\circ\text{KW}$ ) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen und jeweils angepassten Ansteuerzeiten

Mit der stärkeren Ausprägung des teilhomogenen Betriebs aufgrund des geringeren Energieumsatzes der Voreinspritzung tritt zunehmend der für diesen Betrieb bekannte Zielkonflikt zwischen CO-Emission und Verbrennungsgeräusch auf. Kraftstoff C zeigt daher sehr geringe Rußemissionen bei einem Verbrennungsgeräusch noch unter dem beim Betrieb mit Dieselkraftstoff. Allerdings werden beim Betrieb mit diesem Kraftstoff deutlich höhere CO-Emissionen frei (Abb. 4-4). Für die Kraftstoffe A, B und C ergeben sich, wie erwartet, aufgrund der geringeren Cetanzahlen höhere CO-Emissionen. Dieses Verhalten wird aus den Ergebnissen für die Kraftstoffe A, B und C in Abb. 4-4 deutlich, wo bei Kraftstoff A durchweg niedrigere CO-Emissionen auftreten als bei Kraftstoff B, welcher wiederum niedrigere CO-Emissionen zeigt als Kraftstoff C. Bezüglich der Emissionen bestätigen die hier gezeigten Untersuchungen somit die in der

Literatur angegebenen Resultate [32-33, 92-93]. Eine genauere Betrachtung der Emissionen alternativer Kraftstoffe, auch für den teilhomogenen Betrieb, findet sich in [37].

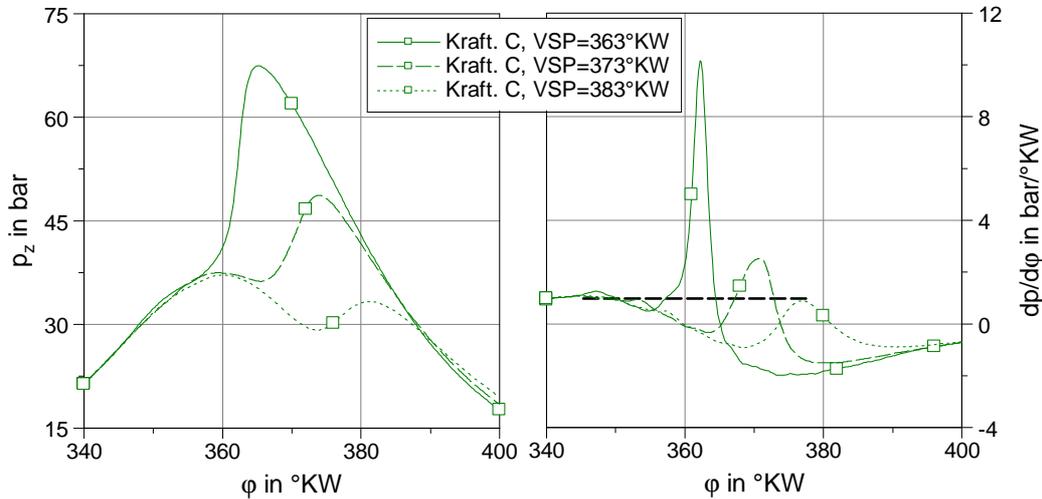


Abb. 4-6: Zylinderdruck und Zylinderdruckgradient für BP1 ( $n_M=1650 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=4,8 \text{ bar}$ ,  $VSP=363, 373, 383^{\circ}\text{KW}$ ) bei Motorbetrieb mit Kraftstoff C

Die zeitliche Lage des maximalen Druckgradienten ( $Pos_{dp/d\phi\_max}$ ) in Abb. 4-5 wird mit späterem Verbrennungsschwerpunkt nach spät verschoben. Allerdings schlägt dieser Trend, außer für Kraftstoff A, für sehr späte Verbrennungsschwerpunkte um, und die zeitliche Lage des maximalen Druckgradienten springt nach früh. Dieses Verhalten liegt in dem durch die Vorverbrennung verursachten Druckgradienten begründet, welcher für späte Verbrennungsschwerpunkte höher ist als der maximale Druckgradient während der Hauptverbrennung. Dieses Verhalten ist exemplarisch für Kraftstoff C in Abb. 4-6 dargestellt.

## 4.2 Auswirkungen der Kraftstoffeigenschaften auf den Motorbetrieb bei oberer Teillast

Die Untersuchungen bei Motorbetrieb in Betriebspunkt BP2, die ohne eine Anpassung der Einspritzzeiten für die jeweiligen Versuchskraftstoffe durchgeführt wurden, zeigen eine deutliche Abweichung der Wärmefreisetzung der Versuchskraftstoffe von der Wärmefreisetzung des Referenzkraftstoffs Dieseldieselkraftstoff (Abb. 4-7).

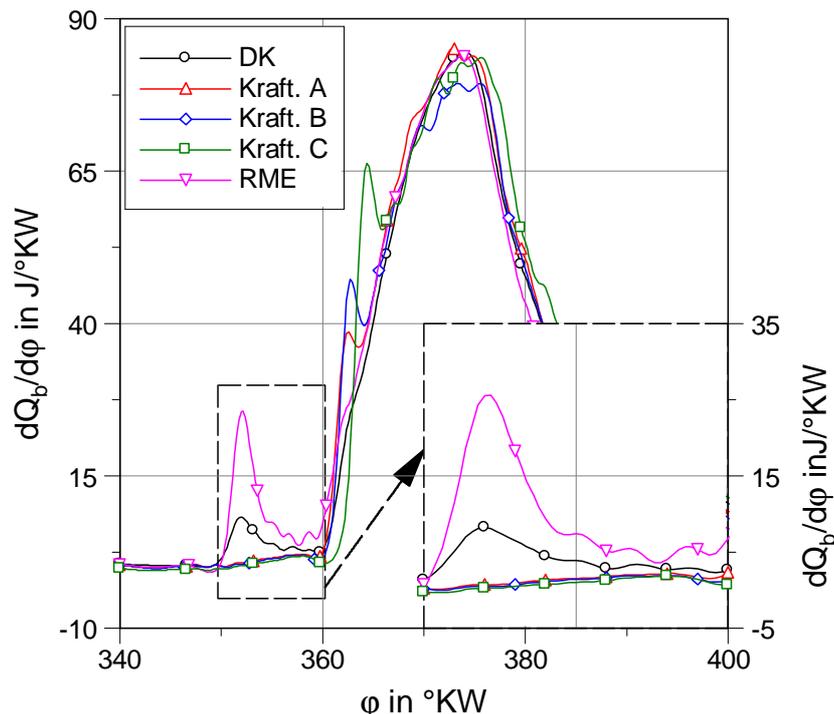


Abb. 4-7: Brennverlauf bei BP2 ( $n_M=2350 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=15 \text{ bar}$ ,  $VSP=377^\circ\text{KW}$ ,  $AGR=45\%$ ) ohne angepasste Ansteuerzeiten bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen

Für die Kraftstoffe A, B und C lässt sich keine Wärmefreisetzung der Voreinspritzmenge beobachten, während RME eine gegenüber Dieseldieselkraftstoff erhöhte Wärmefreisetzung der Voreinspritzmenge zeigt (Abb. 4-7). Aufgrund der höheren Zylinderwandtemperatur bei oberer Teillast im Vergleich zur unteren Teillast steigt auch die Temperatur des Arbeitsgases im Zylinder zum Zeitpunkt des Einspritzbeginns der Voreinspritzmenge. Bei diesen Bedingungen müsste eine Zündung der Voreinspritzmenge auch bei einer niedrigen Cetanzahl des Versuchskraftstoffs sicher möglich sein. Zudem weist nur Kraftstoff C eine, im Vergleich zu Dieseldieselkraftstoff, niedrigere Cetanzahl auf. Somit kann die ausbleibende Wärmefreisetzung für die Kraftstoffe A, B und C nicht an der abweichenden Cetanzahl liegen. Da bei der Kraftstoffauswahl neben der Cetanzahl auch die Verdampfungseigenschaften variiert wurden, ist es wahrscheinlich, dass die

niedrigere Siedekurve der Kraftstoffe A, B und C zu der verminderten Wärmefreisetzung führt. Vermutlich führt die schnellere Verdampfung dieser Kraftstoffe zu einer vorgemischten Verbrennung, verbunden mit einem Abmagern des entstandenen Gemischs auf Werte außerhalb des Zündbereichs. Bestätigt wird diese Vermutung durch die Ergebnisse der Versuche mit RME, da diese, trotz einer mit Dieselkraftstoff vergleichbaren Cetanzahl von RME, eine höhere Wärmefreisetzung der Voreinspritzmenge als beim Betrieb mit Dieselkraftstoff zeigen, wobei RME eine im Vergleich zu Dieselkraftstoff erhöhte Siedelinie aufweist.

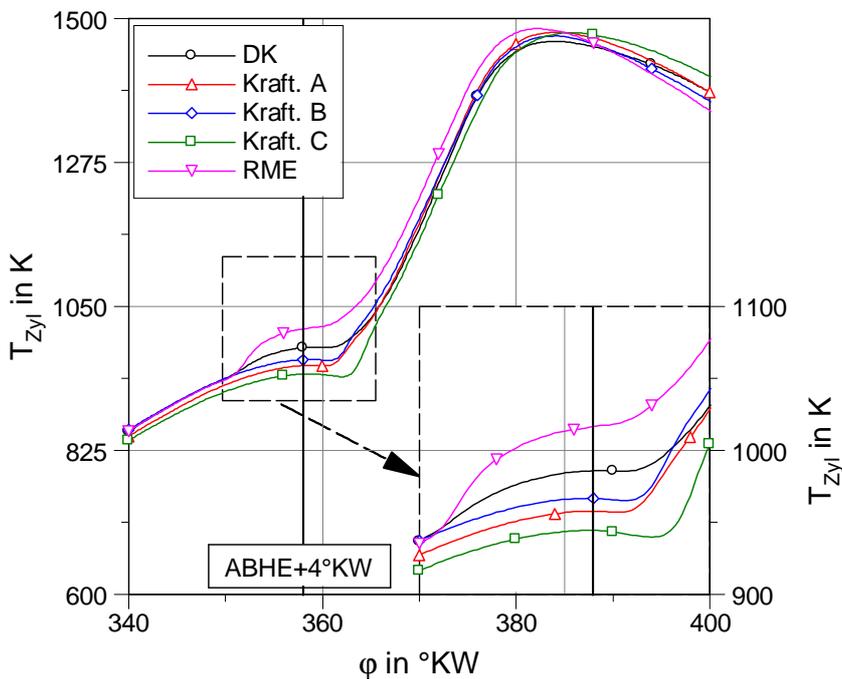


Abb. 4-8: Zylindertemperaturverlauf für BP2 ( $n_M=2350 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=15 \text{ bar}$ ,  $VSP=377^{\circ}KW$ ,  $AGR=45\%$ ) ohne angepasste Ansteuerzeiten bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen

Die ausbleibende Wärmefreisetzung der Voreinspritzmenge für die Kraftstoffe A, B und C führt zu einem deutlichen Unterschied im Zylindertemperaturverlauf (Abb. 4-8) und somit zu einem erhöhten Anteil vorgemischter Verbrennung (Abb. 4-7). Diese zeigt sich auch in deutlichen Unterschieden im maximalen Zylinderdruckgradient (Abb. 4-9). Für einen Motorbetrieb bei niedrigem Verbrennungsgeräusch muss daher die Verbrennung der Voreinspritzmenge für Kraftstoffe mit von Dieselkraftstoff abweichenden Eigenschaften über einen Stelleingriff angepasst werden.

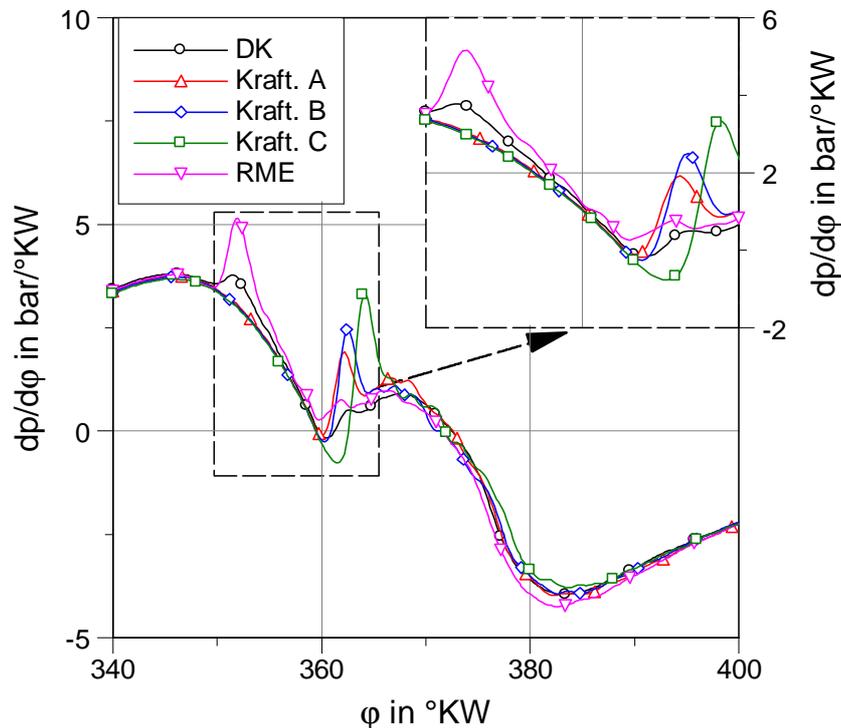


Abb. 4-9: Zylinderdruckgradient für BP2 ( $n_M=2350 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=15 \text{ bar}$ ,  $VSP=377^\circ\text{KW}$ ,  $AGR=45\%$ ) ohne angepasste Ansteuerzeiten bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen

Bei Kraftstoffen, bei denen eine Vorverbrennung auftritt (DK, RME) hängt das Verbrennungsgeräusch, mit  $dp/d\phi$  als Ersatzgröße, bei Betriebspunkt BP2 nahezu ausschließlich von der zeitlichen Lage und der Intensität der Vorverbrennung ab. Dies liegt in dem gegenüber Betriebspunkt BP1 nach spät verschobenen Verbrennungsschwerpunkt von Betriebspunkt BP2 begründet. Dieser Zusammenhang wird insbesondere bei der Betrachtung des Zylinderdruckgradientenverlaufs für den Versuchskraftstoff RME deutlich (Abb. 4-10). Die Ergebnisse der Variation des Verbrennungsschwerpunkts mit jeweils auf den Versuchskraftstoff angepassten Einspritzzeiten der Haupteinspritzung (Abb. 4-11) bestätigen das aus der Literatur bekannte Verhalten. Hierbei zeigen die Ergebnisse des Betriebs mit Dieselloststoff die höchste Rußemission. Demgegenüber stellen sich beim Betrieb mit den anderen Versuchskraftstoffen geringere Rußemissionen ein. Die geringere Rußemission beim Betrieb mit RME wird durch den Sauerstoffgehalt im Kraftstoff verursacht, welcher das globale Verbrennungsluftverhältnis erhöht. So ist beim Betriebspunkt der oberen Teillast  $\lambda_v$  beim Betrieb mit RME ca. 0,03 höher als beim Betrieb mit Dieselloststoff. Zusätzlich ist für diesen Kraftstoff lokal Sauerstoff im Kraftstoffstrahl vorhanden, was die Rußemission weiter reduziert.

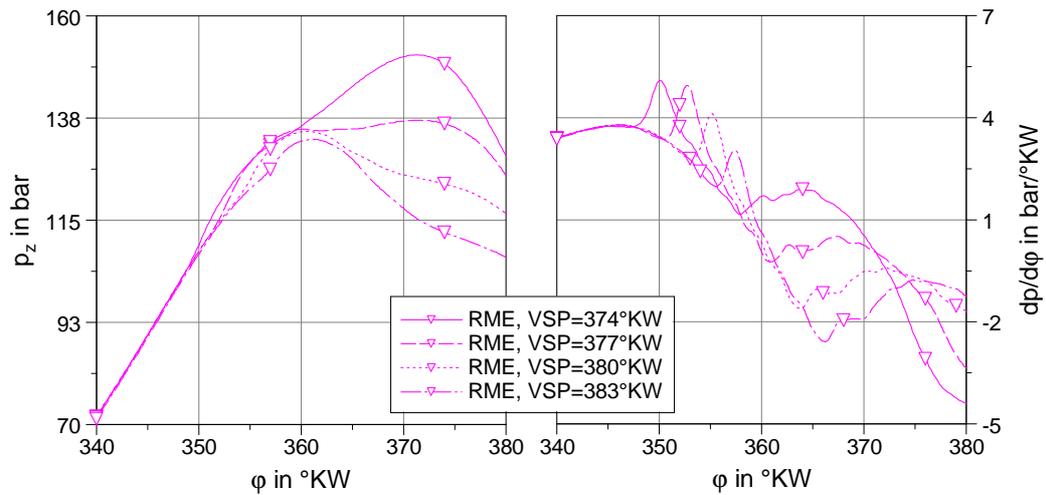


Abb. 4-10: Zylinderdruckverlauf und Zylinderdruckgradient für BP2 ( $n_M=2350 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=15 \text{ bar}$ ,  $VSP=374\text{-}383^\circ\text{KW}$ ,  $AGR=45\%$ ) bei Motorbetrieb mit RME

Somit ist dieser Emissionsvorteil im Wesentlichen durch einen direkten Einfluss der Kraftstoffeigenschaften begründet und nicht durch eine durch die Kraftstoffeigenschaften verursachte Brennverfahrensänderung. Die aufgrund der erhöhten Wärmefreisetzung der Vorverbrennung zu erwartende höhere Rußemission im Vergleich zu Dieselmotor wird durch den Sauerstoffanteil von RME sogar überkompensiert.

Die verminderte Rußemission für die Kraftstoffe A, B, C (Abb. 4-11) liegt am geringeren Aromatengehalt dieser Kraftstoffe. Es handelt sich daher, wie bei RME, um einen direkten Einfluss der Kraftstoffeigenschaften. Weiter sind die Rußemissionen der Kraftstoffe A, B und C nach deren Cetanzahl gestaffelt, wobei eine höhere Cetanzahl höhere Rußemissionen verursacht. Diese Staffelung der Rußemission basiert auf einer höheren Homogenisierung der Zylinderladung durch die Verlängerung des Zündverzugs bei niedriger Cetanzahl. Sie ist somit in einer Brennverfahrensänderung begründet, was sich auch im höheren Verbrennungsgeräusch beim Motorbetrieb mit Kraftstoff A im Vergleich zum Motorbetrieb mit Kraftstoff C äußert.

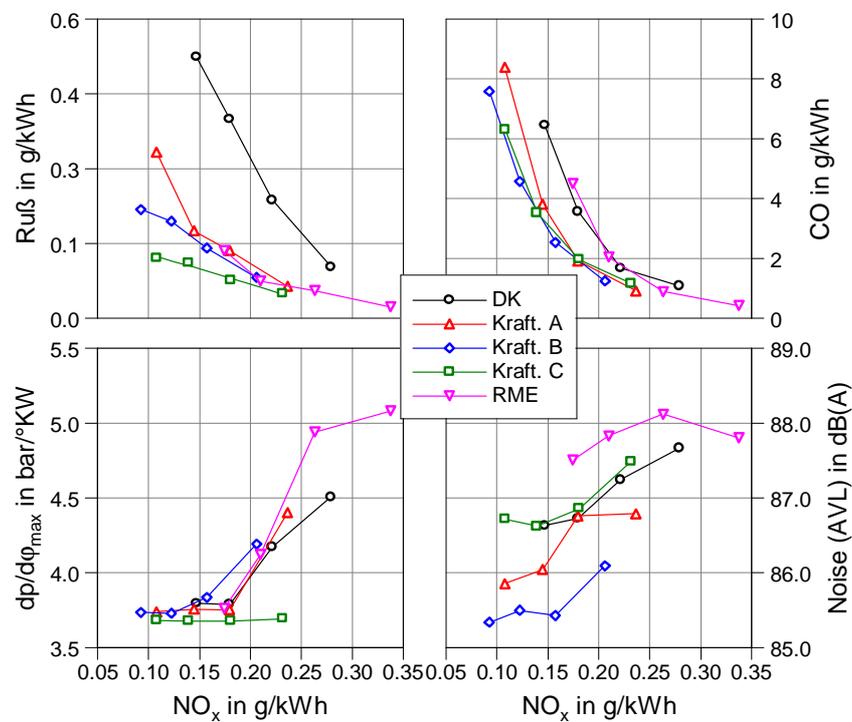


Abb. 4-11: Rohemissionen und Verbrennungsgeräusch für BP2 ( $n_M=2350 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=15 \text{ bar}$ ,  $VSP=375\text{-}383^\circ\text{KW}$ ,  $AGR=45\%$ ) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen und jeweils angepassten Ansteuerzeiten

Der spezifische indizierte Kraftstoffverbrauch für RME liegt deutlich oberhalb des jeweiligen Werts der anderen Kraftstoffe (Abb. 4-12). Da der in Abb. 4-12 als „Kraftstoffenergie“ angegebene Kraftstoffverbrauch den unterschiedlichen Heizwert der Versuchskraftstoffe berücksichtigt, kann diese Abweichung nur thermodynamisch begründet sein. Vermutlich führt die ausgeprägte Wärmefreisetzung der Voreinspritzmenge zu einem thermodynamisch ungünstigen Zeitpunkt zu diesem erhöhten Kraftstoffverbrauch.

Die zeitliche Lage des maximalen Zylinderdruckgradienten rückt für spätere Verbrennungsschwerpunkte nach spät. Dieser Trend wird beibehalten, bis die Verbrennung so spät stattfindet, dass der maximale Druckgradient nicht mehr während der Verbrennung, sondern bereits während der Kompressionsphase auftritt (Abb. 4-12). Im Detail ist dieser Zusammenhang auch in Abb. 4-10 ersichtlich.

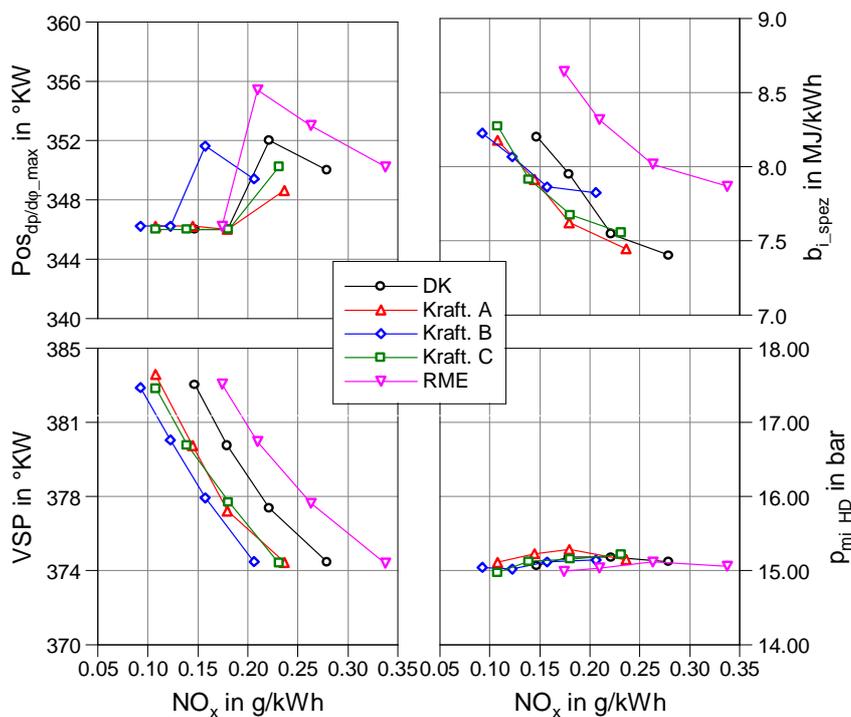


Abb. 4-12: Motorbetriebsgrößen für BP2 ( $n_M=2350 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=15 \text{ bar}$ ,  $VSP=375-383^\circ KW$ ,  $AGR=45\%$ ) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen und jeweils angepassten Ansteuerzeiten

### 4.3 Auswirkungen der Kraftstoffeigenschaften auf den Motorbetrieb bei Nennleistung

Für den Motorbetrieb mit nicht-normgerechten Kraftstoffen ist das Erreichen der spezifizierten Nennleistung eine zwingend einzuhaltende Bedingung. Insbesondere bei Kraftstoffen mit geringerem Heizwert oder stark abweichenden hydraulischen Eigenschaften müssen hierfür der Ansteuerbeginn und die Ansteuerdauer der Haupteinspritzung angepasst werden. Dies gilt insbesondere, wenn zudem ein Betrieb bei vorgegebenem Verbrennungsschwerpunkt erreicht werden soll.

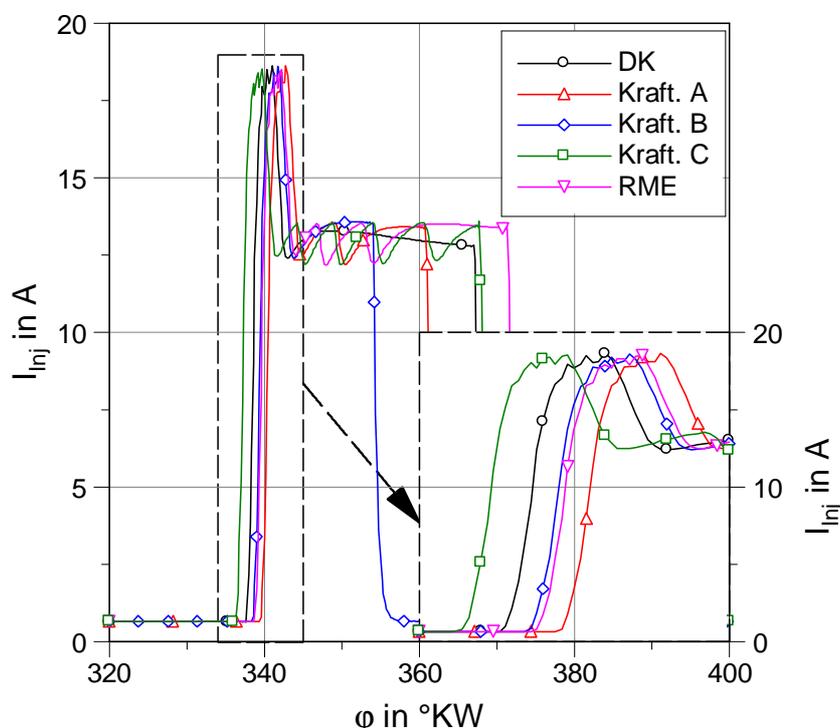


Abb. 4-13: Injektorstrom für BP3 ( $n_M=4000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=20 \text{ bar}$ ,  $VSP=377 \text{ °KW}$ ) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen und jeweils angepassten Einspritzzeiten

Abb. 4-13 zeigt exemplarisch für alle Versuchskraftstoffe die notwendige Anpassung der Ansteuerdauer und des Ansteuerbeginns, um die jeweils gleichen Werte für Last und Verbrennungsschwerpunkt für die untersuchten Versuchskraftstoffe zu erreichen. Es wird deutlich, dass für Kraftstoffe mit geringerer Viskosität (Kraftstoff A, B) die Ansteuerdauer deutlich geringer gewählt werden muss, wobei Kraftstoff C diesen Trend nicht bestätigt. Abhängig von der Cetanzahl und somit vom Zündverzug eines Kraftstoffs muss zusätzlich der Einspritzbeginn angepasst werden.

Die Anpassung der Einspritzzeiten für gleiche Verbrennungsschwerpunkte beim Betrieb mit den jeweiligen Kraftstoffen führt zu nahezu identischen Zylinder-

druckverläufen (Abb. 4-14). Allein Kraftstoff C zeigt einen erhöhten Zylinderdruckgradienten und einen erhöhten maximalen Zylinderdruck.

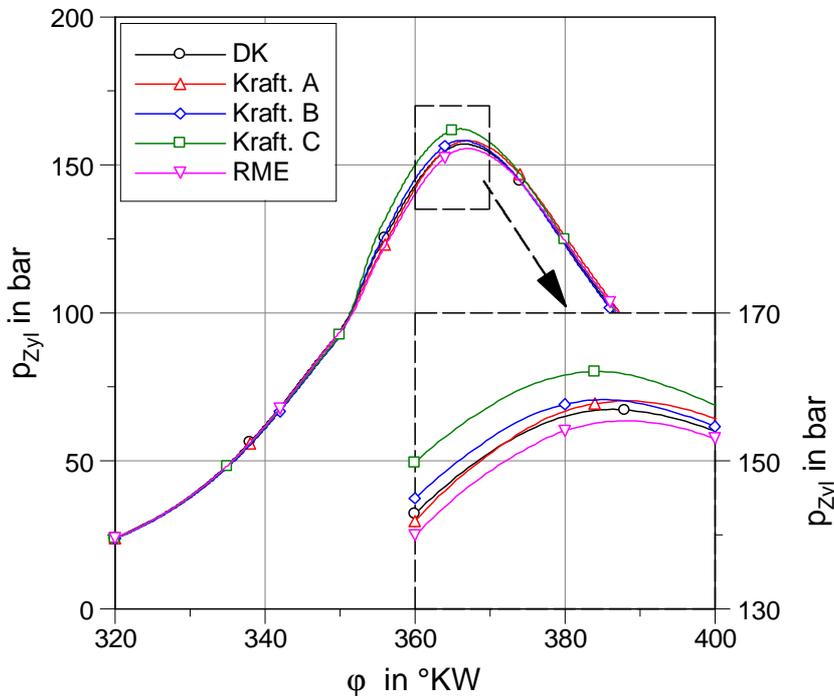


Abb. 4-14: Zylinderdruckverlauf für ( $n_M=4000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=20 \text{ bar}$ ,  $VSP=377 \text{ }^{\circ}KW$ ) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen und jeweils angepassten Einspritzzeiten

Der erhöhte maximale Zylinderdruckgradient beim Motorbetrieb mit Kraftstoff C lässt sich mit der, gegenüber dem Referenzkraftstoff, geringeren Cetanzahl erklären. Diese führt zu einem verlängerten Zündverzug und somit zu einem erhöhten Anteil von vorgemischter Verbrennung für Kraftstoff C. Dieser Sachverhalt ist deutlich im Brennverlauf in Abb. 4-15 zu erkennen. Der erhöhte Anteil an vorgemischter Verbrennung führt wiederum zu einem erhöhten Zylinderdruckgradienten für Kraftstoff C (Abb. 4-16). Da der Motorbetrieb bei Volllast in der Regel ohne Voreinspritzungen appliziert wird, kann die Erhöhung des Zylinderdruckgradienten in diesem Fall nicht über eine Regelung der Vorverbrennung kompensiert werden. Allerdings ist der Fahrzeugbetrieb von Pkw bei Volllast normalerweise nur bei kurzzeitigen Beschleunigungsvorgängen oder hohen Fahrgeschwindigkeiten erforderlich, so dass ein erhöhtes Verbrennungsgeräusch für diesen Lastzustand toleriert werden kann.

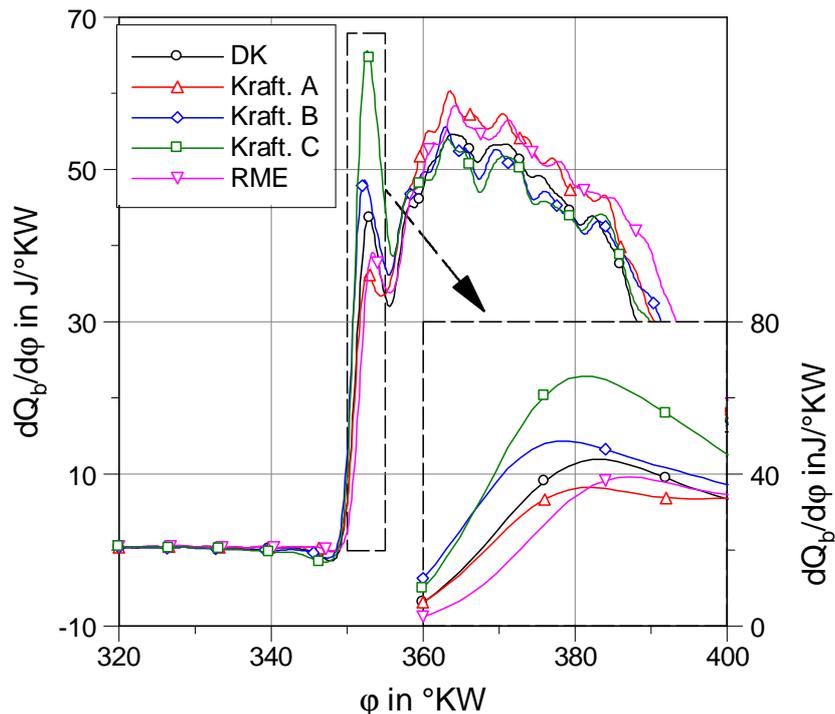


Abb. 4-15: Brennverlauf für BP3 ( $n_M=4000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi,HD}=20 \text{ bar}$ ,  $VSP=377 \text{ °KW}$ ) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen und jeweils angepassten Einspritzzeiten

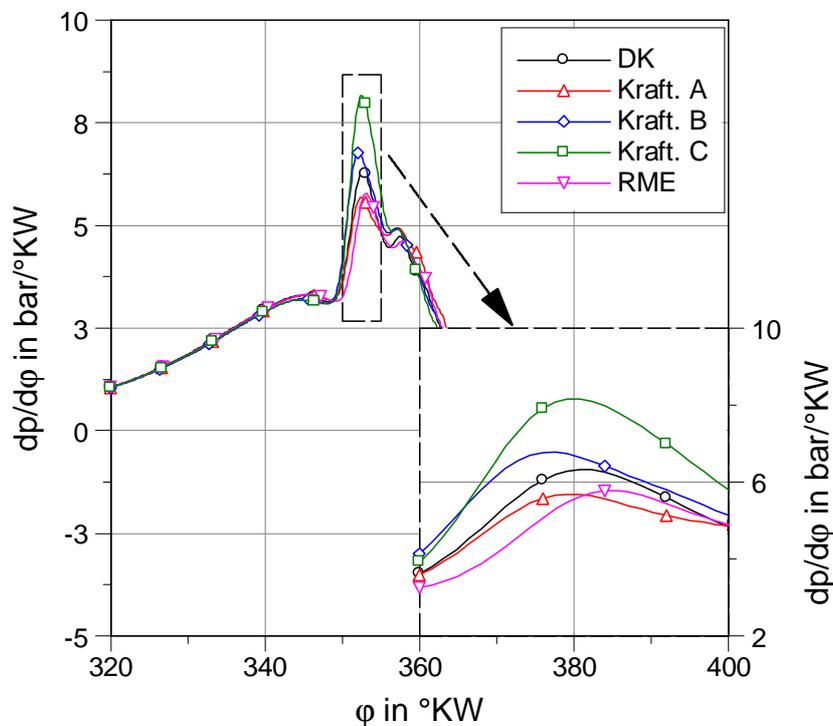


Abb. 4-16: Zylinderdruckgradient für BP3 ( $n_M=4000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi,HD}=20 \text{ bar}$ ,  $VSP=377 \text{ °KW}$ ) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen und jeweils angepassten Einspritzzeiten

Die Variation des Verbrennungsschwerpunkts in Betriebspunkt BP3 durch Ändern des Ansteuerbeginns bei über die Ansteuerdauer eingestellter, konstanter Last zeigen relativ geringe Abweichungen in den Abgasrohmissionen zwischen den unterschiedlichen Versuchskraftstoffen (Abb. 4-17). Nur die Rußemissionen der Kraftstoffe A, C und RME liegen deutlich unter der Rußemission des Dieselmotorkraftstoffs. Dieses lässt sich einmal mehr mit dem Sauerstoffanteil von RME und dem geringeren Aromatengehalt der Kraftstoffe A und C begründen. Der Emissionsvorteil ist somit einem direkten Einfluss der Kraftstoffeigenschaften zuzuordnen. Wie bei der oberen Teillast ist auch bei der Vollast die geringere Rußemission aufgrund eines direkten Einflusses der Kraftstoffeigenschaften von den Auswirkungen der unterschiedlichen Cetanzahl der Kraftstoffe überlagert. Die zusätzlich geringere Rußemission bei Verwendung von Kraftstoff C im Vergleich zu den Kraftstoffen A und B kann mit dem höheren Grad der Homogenisierung aufgrund des erhöhten Anteils der vorgemischten Verbrennung begründet werden, also einem indirekten Einfluss aufgrund einer Brennverfahrensänderung.

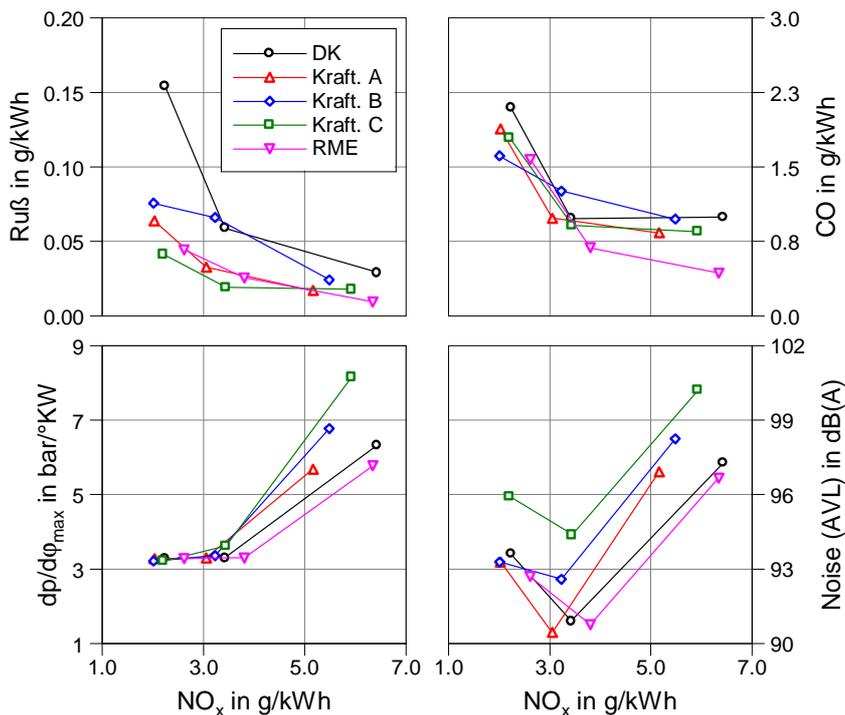


Abb. 4-17: Rohemissionen und Verbrennungsgeräusch für BP3 ( $n_M=4000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=18 \text{ bar}$ ,  $VSP=377-393 \text{ °KW}$ ) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen und jeweils angepassten Einspritzzeiten

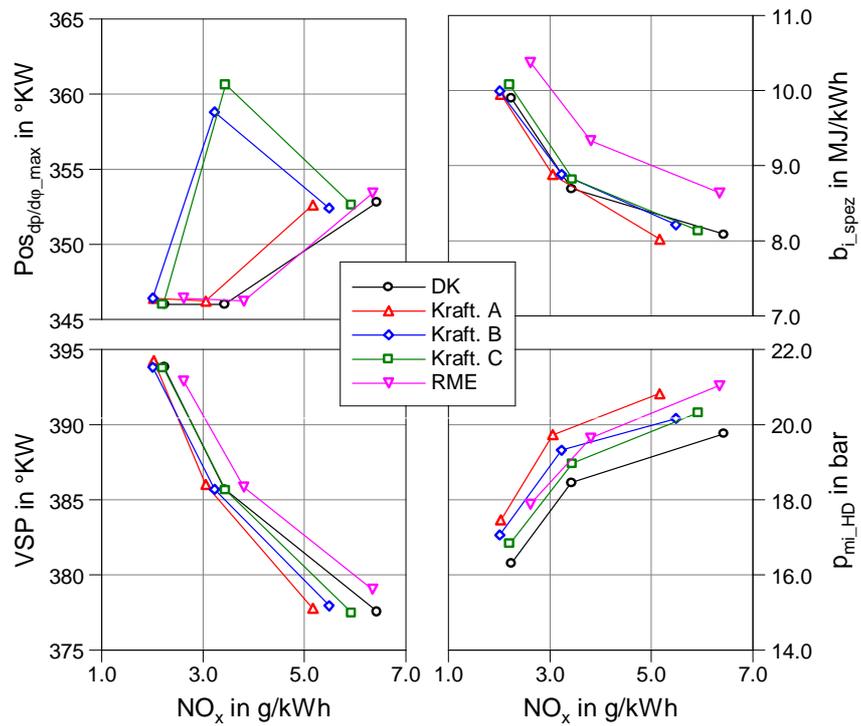


Abb. 4-18: Motorbetriebsgrößen für BP3 ( $n_M=4000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=18 \text{ bar}$ ,  $VSP=377\text{-}393 \text{ °KW}$ ) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen und jeweils angepassten Einspritzzeiten

## 4.4 Zusammenfassung und Analyse der Auswirkungen der Versuchskraftstoffe

Die durchgeführten motorischen Untersuchungen zu nicht-normgerechten Kraftstoffen haben die bisherigen Erkenntnisse auf diesem Forschungsgebiet bestätigt und bezüglich des Einflusses des Verdampfungsverhaltens auf die Vorverbrennung vertieft. Insbesondere die Aussagen zu den Einflüssen der Cetanzahl, des Aromaten- und des Sauerstoffgehalts stimmen zu großen Teilen mit der Literatur überein [36, 72, 74-81, 94-105]. So führt eine geringere Cetanzahl zu einem höheren Anteil an vorgemischter Verbrennung und somit indirekt zu einer geringeren Rußemission, bei allerdings höherem Verbrennungsgeräusch und/oder höherer CO-Emission. Ein geringerer Aromatengehalt bzw. Sauerstoff im Kraftstoff führen direkt zu geringeren Rußemissionen. Die Auswirkung dieser Kraftstoffeigenschaften ist umso ausgeprägter, je geringer die Last des Motors ist. Dies liegt in der höheren Sensitivität des Brennverfahrens bei niedrigeren Werten für Zylinderdruck und -temperatur begründet.

In Ergänzung zum in der Literatur dargestellten Stand der Forschung konnte bei den hier präsentierten Untersuchungen zu nicht-normgerechten Kraftstoffen eine deutliche Auswirkung auf die Verbrennung der Voreinspritzmenge nachgewiesen werden. Neben der Cetanzahl konnten hier die Verdampfungseigenschaften des Kraftstoffs als eine Eigenschaft von zentraler Bedeutung identifiziert werden. Diese können je nach Größe der Voreinspritzmenge zu einem lokalen Abmagern oder Anfetten des Gemischs führen, was eine Energieumsetzung der Voreinspritzmenge vermindert oder sogar verhindert beziehungsweise verstärkt.

Es konnte zudem gezeigt werden, dass eine vom Referenzbetrieb mit Dieselmotorkraftstoff abweichende Vorverbrennung einen starken Einfluss auf die Umsetzung der Haupteinspritzmenge hat. Abhängig von der Umsetzung der Voreinspritzmenge, ändert sich die Zylinderkonditionierung und somit der Zündverzögerung, was aufgrund der Sensitivität heutiger Brennverfahren zu deutlichen Abweichungen in Rußemission, Verbrennungsgeräusch und CO-Emission führt. Für das Verbrennungsgeräusch ist neben der freigesetzten Energiemenge aus der Voreinspritzung auch die zeitliche Lage dieser Energieumsetzung relevant, da die Vorverbrennung, abhängig von ihrer zeitlichen Lage, selbst die maßgebliche Quelle von Verbrennungsgeräusch sein kann.

## 5 Detektion und Kompensation nicht-normgerechter Kraftstoffeigenschaften im Dieselmotorbetrieb

### 5.1 Ziele, Voraussetzungen und Grenzen bei Detektion und Kompensation

Alternative Kraftstoffe können, abhängig von ihren physikalischen und chemischen Eigenschaften, zusätzlichen Spielraum oder zusätzliche Einschränkungen bei der Applikation des Motors bedeuten. Je nach Applikationsstrategie kann zusätzlicher Spielraum zum Erreichen unterschiedlicher Ziele eingesetzt werden. So ist es zum Beispiel möglich, die geringere Rußemission des Motors beim Einsatz eines Kraftstoffs ohne Aromatengehalt bei der Applikation in eine geringere Stickoxidemission umzuwandeln. Dies geschieht in der Regel, indem die AGR-Rate erhöht wird.

Eine erfolgreiche Kompensation der Auswirkungen der nicht-normgerechten Kraftstoffeigenschaften kann über die folgenden Merkmale beschrieben werden:

1. Die vollständige Gleichstellung der Wärmefreisetzung im Zylinder während der Vor- und der Hauptverbrennung ist erreicht, was bei gleicher Umsetzungsrate auch gleiches  $\eta_e$  bedeutet.
2. Der Motor zeigt beim Betrieb mit dem alternativen Kraftstoff weitestgehend gleiche oder geringere Werte für Schadstoff- und  $\text{CO}_2$ -Ausstoß sowie für das Verbrennungsgeräusch.

Aufgrund der vielen unterschiedlichen Möglichkeiten, die ein zusätzlicher Freiraum in der Applikation bietet, muss bei der Kompensation von unerwünschten Auswirkungen nicht-normgerechter Kraftstoffeigenschaften eine klare Zielsetzung festgelegt sein. Nur so kann eine Betriebsstrategie festgelegt werden, die dann in eine Regelstrategie umgesetzt werden kann. Idealerweise wird so zum Beispiel, je nach verwendetem Kraftstoff, ein Emissions- oder Verbrauchsvorteil

bei gleich bleibendem Verbrennungsgeräusch erreicht. Alternativ kann ein durch einen alternativen Kraftstoff zusätzlich gewonnener Freiheitsgrad dazu verwendet werden, das Verbrennungsgeräusch zu reduzieren.

Um eine vollständige Kompensation im Motorbetrieb zu erreichen, müssen sowohl die direkten, als auch die indirekten Einflüsse der Kraftstoffeigenschaften auf die Abgas- und die Geräuschemission detektiert und über geeignete Stellgrößen kompensiert werden. Es bestehen daher zwei grundlegende Voraussetzungen zum Erreichen einer erfolgreichen Kompensation.

Die erste Voraussetzung besteht in der Detektierbarkeit einer Kraftstoffeigenschaft oder ihrer direkten oder indirekten Einflüsse. Die Detektierbarkeit einer Größe hängt von der Verfügbarkeit entsprechender Sensoren und deren Bandbreite ab. Da die Regelung der Vorverbrennung in der Zukunft in Fahrzeugen eingesetzt werden soll, muss bei der Analyse der Detektierbarkeit insbesondere die Verfügbarkeit von für den Fahrzeugeinsatz geeigneten Sensoren berücksichtigt werden. Bei dieser Betrachtung wird deutlich, dass insbesondere die direkten Einflüsse der Kraftstoffeigenschaften auf die Schadstoffemission im Fahrzeugbetrieb nicht alle detektiert werden können. Während für die Stickoxidemission inzwischen geeignete Sensoren zur Verfügung stehen, stellt die Detektion der Ruß- oder gar der Partikelemission im Fahrzeugbetrieb noch immer eine große Herausforderung dar.

Die Detektierbarkeit von indirekten Einflüssen der Kraftstoffeigenschaften auf das Brennverfahren ist demgegenüber sehr gut. Mit der Verfügbarkeit von serientauglichen Zylinderdrucksensoren steht das Zylinderdrucksignal hoch aufgelöst für die Detektion der indirekten Einflüsse zur Verfügung. Die Qualität dieses Signals in Bezug auf Dynamik und Signal-Rausch-Abstand hat zwar bisher noch nicht das Niveau der Laborsensoren erreicht, aber es ist mit einer kontinuierlichen Verbesserung dieser Sensoren zu rechnen.

Die zweite Voraussetzung besteht in der Kompensierbarkeit der Einflüsse einer Kraftstoffeigenschaft. Auch hier müssen die im Fahrzeugbetrieb verfügbaren Stellgrößen mit ihren Einflussmöglichkeiten für eine zukünftige Regelstrategie berücksichtigt werden.

Insbesondere bei einer sehr großen Auslenkung des Systems durch eine oder mehrere Störgrößen, wie zum Beispiel durch die nicht-normgerechten Kraftstoffeigenschaften, wird eine erfolgreiche Gleichstellung nicht immer erreicht werden können. Dies kann entweder an mangelnder Detektierbarkeit oder mangelnder Stellmöglichkeit liegen. Ein gutes Beispiel für diese Grenzen bei der Detektion und der Kompensation zeigt der Versuch, eine Kompensation der Auswirkungen von stark aromatenhaltigem Kraftstoff im Fahrzeug zu erreichen.

Schon die Detektion des direkten Einflusses dieser Kraftstoffeigenschaft ist aufgrund nicht verfügbarer Partikelsensoren für Fahrzeuge nicht möglich. Selbst wenn die Detektion dieser Auswirkung in Zukunft möglich wäre, so gibt es zurzeit keine Stellgröße, welche die erhöhte Partikelemission direkt und ohne Kopplung vermindert. Allenfalls eine Kompensation über eine Brennverfahrensänderung hin zu einer stärker ausgeprägten, vorgemischten Verbrennung wäre möglich. Diese würde die Partikelemission auf Kosten eines erhöhten Verbrennungsgeräuschs reduzieren. Beim Einsatz eines Kraftstoffes mit erhöhtem Aromatengehalt ist das definierte Ziel einer erfolgreichen Kompensation daher nicht zu erreichen.

Mit Blick auf eine mögliche Serieneinführung des vorgestellten Verfahrens zur Detektion und Kompensation der Einflüsse von nicht-normgerechten Kraftstoffeigenschaften werden im weiteren Verlauf der vorliegenden Arbeit nur Einflüsse betrachtet, die sowohl über im Fahrzeug bereits verfügbare Sensoren detektiert als auch über im Fahrzeug bereits verfügbare Steller kompensiert werden können. Aus den in Kap. 1 dargestellten Ergebnissen hat sich gezeigt, dass eine Detektion der indirekten Einflüsse über das Zylinderdrucksignal oder über darauf basierende Berechnungsgrößen von großer Wichtigkeit ist. Insbesondere hat eine abweichende Vorverbrennung aufgrund nicht-normgerechter Kraftstoffeigenschaften einen starken Einfluss auf das Brennverfahren und somit auch auf die Schadstoffemissionen und das Verbrennungsgeräusch.

Als Stellgrößen zur Kompensation dieser Auswirkung können die Ansteuerdauer und der Ansteuerbeginn der Voreinspritzung verwendet werden. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird daher ein geschlossener Regelkreis für die Wärme-freisetzung und die zeitliche Lage der Vorverbrennung vorgestellt. Als Ziel bei der Applikationsstrategie wird das Erreichen eines Vergleichbaren Verbrennungsgeräuschs für unterschiedliche Versuchskraftstoffe angestrebt, da dieses die primäre Zielgröße bei der Applikation von Voreinspritzungen darstellt und ein guter Indikator für ein gleichgestelltes Brennverfahren ist.

## 5.2 Analyse von Regel-, Stell- und Störgrößen

### 5.2.1 Identifikation und Analyse möglicher Regel- und Stellgrößen

Wie im vorangegangenen Abschnitt herausgearbeitet, ist die Detektion und Kompensation der indirekten Einflüsse der Kraftstoffeigenschaften von großer Bedeutung bei der Gleichstellung von Brennverfahren. Diese Einflüsse zeigen sich durch eine Abweichung in der Wärmefreisetzung im Zylinder und damit im Zylinderdruckverlauf. Sie sind daher durch einen Zylinderdrucksensor erfassbar, stehen somit mit hoher Bandbreite und guter Signalqualität zur Verfügung und sind daher für ein Regelungskonzept sehr gut geeignet. Eine darauf aufsetzende thermodynamische Analyse in Echtzeit ermöglicht die Berechnung zusätzlicher Größen, die für eine Regelung verwendet werden können. Für die angestrebte Regelung der Vorverbrennung stehen schließlich folgende Regelgrößen zur Verfügung:

- indizierte Last der Hochdruckschleife ( $p_{mi\_HD}$ )
- Verbrennungsschwerpunkt (VSP)
- Zündverzug der Haupteinspritzung ( $\tau_{ZV\_HE}$ )
- Maximaler Zylinderdruckgradient ( $dp/d\phi$ )
- Zylinderdruckverlauf ( $p_{Zyl}$ )
- Zylindertemperaturverlauf ( $T_{Zyl}$ )
- Wärmefreisetzung der Vorverbrennung ( $Q_{b\_VV}$ )
- Verbrennungsschwerpunkt der Vorverbrennung ( $VSP_{VV}$ )
- zeitliche Lage der maximalen Umsatzrate der Vorverbrennung ( $Pos_{dQb/d\phi\_max\_VV}$ )

#### Last und Verbrennungsschwerpunkt

Eine wichtige Rolle bei der Detektion der Auswirkungen nicht normgerechter Kraftstoffeigenschaften kommt der Überwachung und Regelung von Last und Verbrennungsschwerpunkt zu. Mit Hilfe der Überwachung und Kompensation dieser beiden Größen kann eine erste wesentliche Gleichstellung des Brennverfahrens erreicht werden. Allerdings zeigen die in Kap. 1 und Abschn. 5.3 dargestellten Ergebnisse, dass eine Detektion dieser Größen für eine erfolgreiche Gleichstellung bei weitem nicht ausreicht. Bei einem Einfluss der Kraftstoffeigenschaften auf die Vorverbrennung wird bei einem Ausbleiben der Wärme-

freisetzung der Vorverbrennung ein deutlich anderes Brennverfahren verursacht. Ein solches Brennverfahren kann trotz identischer Last und identischem Verbrennungsschwerpunkt ein deutlich abweichendes Emissionsverhalten und ein deutlich abweichendes Verbrennungsgeräusch zeigen.

Allerdings ist die Gleichstellung von Last und Verbrennungsschwerpunkt eine zwingende Voraussetzung für eine erfolgreiche Kompensation. Für eine möglichst erfolgreiche Kompensation der Auswirkungen nicht-normgerechter Kraftstoffeneigenschaften muss eine Detektion von Last und Verbrennungsschwerpunkt daher immer durchgeführt werden. Da die Detektion, Auswertung und Regelung für Last und Verbrennungsschwerpunkt bereits den Stand der Technik darstellen (siehe auch Abschn. 2.3.3), werden die hierfür notwendigen Methoden als bekannt vorausgesetzt. Das neu entwickelte Regelungskonzept für die Vorverbrennung wird in ein solches zylinderdruckbasiertes Motormanagement integriert.

#### Zündverzug der Haupteinspritzung

Die Aufgabe der Vorverbrennung besteht im Wesentlichen in der Konditionierung der Zylinderladung für die Haupteinspritzung. Bei der Applikation der Voreinspritzung soll der Zündverzug der Haupteinspritzung so eingestellt werden, dass gewünschte Werte für Rußemission Verbrennungsgeräusch nicht überschritten werden. Aus diesem Grund bietet sich der Zündverzug der Haupteinspritzung als Regelgröße für die Voreinspritzmenge und somit für die Wärme-freisetzung der Vorverbrennung an.

Die verfügbaren Verfahren zur Detektion des Zündverzugs verwenden in der Regel Ableitungen des Druckverlaufs (gradientenbasierte Verfahren) oder definieren Schwellwerte für die Durchbrennfunktion [3]. Die gradientenbasierten Verfahren zeigen sich häufig empfindlich gegenüber Messrauschen, welches durch die Ableitung des Zylinderdrucksignals verstärkt wird. Dieses Messrauschen kann durch den Einsatz eines gut ausgelegten Filters zwar effektiv unterdrückt werden, allerdings werden Amplitude und Phase des Signals durch die Übertragungsfunktion des Filters immer mehr oder weniger stark verändert. Bei Verfahren, die auf einem Schwellwert der Durchbrennfunktion basieren, muss die Höhe dieses Schwellwerts vor der Detektion definiert werden. Insbesondere bei unterschiedlichen Voreinspritzmengen, oder bei der angestrebten Anpassung der Voreinspritzmenge über einen Regelkreis, ist die Definition dieses Schwellwerts häufig nicht eindeutig möglich. Die aufgeführten Verfahren zur Bestimmung des Zündverzugs eignen sich daher erfahrungsgemäß gut zur nachträglichen Auswertung von Messdaten, wobei eine manuelle Plausibilisie-

zung der Ergebnisse notwendig sein kann. Zur Berechnung einer robusten Regelgröße, die im Motorbetrieb zur Verfügung steht, sind die genannten Verfahrensweisen aufgrund der geschilderten Unsicherheiten jedoch nicht gut geeignet.

### Zylinderdruck, Zylindertemperatur und maximaler Zylinderdruckgradient

Die Wärmefreisetzung der Vorverbrennung führt zu einer Erhöhung der Zylindertemperatur gegenüber dem Verlauf bei Schleppbetrieb. Infolge dieser Temperaturerhöhung steigt auch der Zylinderdruckverlauf über den Schleppdruckverlauf. Ohne nachfolgende Berechnungsschritte gibt der Vergleich von gemessenem Zylinderdruck mit dem gerechneten Schleppdruckverlauf daher Auskunft über die Wärmefreisetzung der Vorverbrennung. Allerdings kann aus dieser Information nicht direkt auf den Zylindertemperaturverlauf geschlossen werden. Hierzu ist die Berücksichtigung weiterer Einflussgrößen wie zum Beispiel

- der Wärmekapazität des Arbeitsgases,
- der Änderung der Masse im Zylinder durch die Voreinspritzmenge,
- der Einlasstemperatur,
- und des Wärmeübergangs vom Zylindergas an die Zylinderwand

notwendig. Abb. 5-1 zeigt simulierte Zylinderdruck- und Zylindertemperaturverläufe unter Berücksichtigung verschiedener Einflussgrößen. Hierbei wurden isentrope bzw. polytrope Kompression bzw. Expansion für die Geometrie des Versuchsmotors bei einer Einlasstemperatur ( $T_{vE}$ ) von 60°C und einem Einlassdruck ( $p_{vE}$ ) von 1 bar gerechnet. Die Vorverbrennung wurde als eine isochore Wärmezufuhr von 25 J modelliert. Für die isentrope Zustandsänderung wurde mit einem Isentropenexponenten von  $\kappa = 1,4$  gerechnet, während die Berechnung der polytropen Zustandsänderung mit einem Polytropenexponenten von  $n = 1,37$  durchgeführt wurde. Weiterhin wurde eine Variation der Einlasstemperatur  $T_{vE}$  von 60 °C auf 20 °C berücksichtigt. Wichtig herauszustellen ist, dass eine geringere Einlasstemperatur zu einem höheren maximalen Zylinderdruck führt, da bei diesen Bedingungen die Masse im Zylinder steigt. Demgegenüber sinkt die maximale Zylindertemperatur aufgrund dieser geänderten Startbedingungen. Da die Zylindertemperatur als wesentliche Einflussgröße auf den Zündverzug gesehen wird, ist die Verwendung des Zylinderdrucks als direkte Regelgröße für die Wärmefreisetzung der Vorverbrennung demnach nur eingeschränkt möglich.

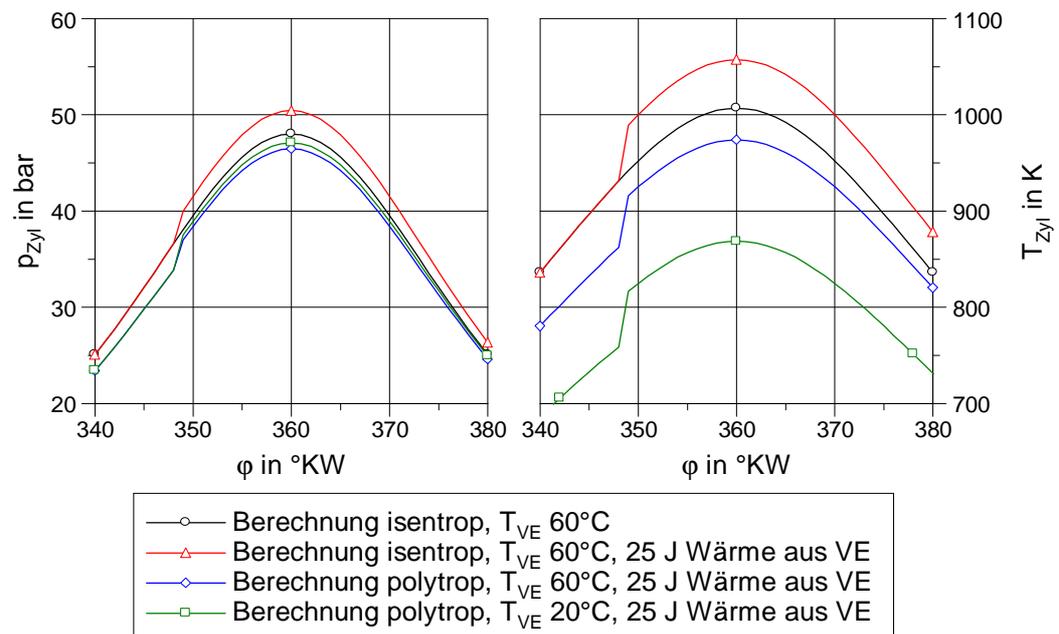


Abb. 5-1: Analyse der thermodynamischen Einflussgrößen auf den Druck- und den Temperaturverlauf im Zylinder

Der Verlauf der als Massenmitteltemperatur berechneten Zylindertemperatur über den Kurbelwinkel  $\phi$  ist ein Ergebnis der thermodynamischen Analyse. Bei der thermodynamischen Analyse ist es möglich, sowohl die Startbedingungen zum Zeitpunkt Einlass schließt, insbesondere die Einlasstemperatur, als auch die im vorangegangenen Absatz identifizierten Einflussgrößen zu berücksichtigen. Zusätzlich kann der Wandwärmeübergang über die verfügbaren Modelle, wie zum Beispiel [106-108], berücksichtigt werden. Auch die bei der Einspritzung über die Systemgrenze tretende Masse und die entsprechende Verdampfungsenthalpie können über geeignete Ansätze berücksichtigt werden. Weiter ist es möglich, anhand von Kennfeldern oder Polynomen [109-110] die kalorischen Stoffwerte des Arbeitsgases als veränderlich in der Berechnung zu berücksichtigen. Die Zylindertemperatur eignet sich somit sehr gut als Regelgröße für die Wärmefreisetzung der Vorverbrennung. Sie lässt sich stabil und mit guter Genauigkeit aus dem Zylinderdruckverlauf berechnen und berücksichtigt den Einfluss der Einlasstemperatur. Allerdings ist anzumerken, dass neben der Zylindertemperatur auch die Cetanzahl einen deutlichen Einfluss auf den Zündverzug hat. In dem Fall, dass die Cetanzahl des Kraftstoffs als Störgröße auftritt, reicht eine Regelung der Zylindertemperatur zur Kompensation dieses Einflusses nicht aus. Für solche Störgrößen ist auf eine direkte Regelung des Zündverzugs überzugehen.

Neben der Regelung über Zylinderdruck und Zylindertemperatur wäre auch eine Regelung der Vorverbrennung über den maximalen Zylinderdruckgradienten

möglich. Da die Gradientenbestimmung bei mit Messrauschen behafteten Signalen häufig wenig zuverlässig ist und der maximale Zylinderdruckgradient teilweise durch die Voreinspritzung selbst verursacht wird, ist dieser nicht gut als Regelgröße geeignet.

### Wärmefreisetzung der Vorverbrennung

Da die Temperaturerhöhung im Brennraum während der Phase der Vorverbrennung im Wesentlichen von der Wärmefreisetzung der Vorverbrennung abhängt, liegt es nahe, diese Größe als Regelgröße zu verwenden. Allerdings ist der Abschluss der Vorverbrennung und somit deren Wärmefreisetzung im Motorbetrieb nur schwierig detektierbar. Weiter ist diese Größe bei einer fehlerfreien Berechnung unabhängig von der Zylindertemperatur zum Zeitpunkt Einlassschließt. Somit kann eine Abweichung in der Einlasstemperatur nicht kompensiert werden. Da die Verwendung der Wärmefreisetzung der Vorverbrennung als Regelgröße ansonsten keinen Vorteil gegenüber der Verwendung der Zylindertemperatur bietet, ist letztere vorzuziehen.

### Verbrennungsschwerpunkt und zeitliche Lage der maximalen Umsatzrate der Vorverbrennung

Die zeitliche Lage der Vorverbrennung wird definitionsgemäß über deren Verbrennungsschwerpunkt ( $VSP_{VV}$ ) beschrieben. Zu dessen Bestimmung muss zunächst die während der Vorverbrennung freigesetzte Wärmerate bestimmt und bei diskreter Betrachtung zur Wärme summiert werden. Der Verbrennungsschwerpunkt der Vorverbrennung ist als diejenige Kurbelwellenstellung definiert, zu der 50% der Wärme umgesetzt sind. Aufgrund der bereits genannten Schwierigkeiten, die Wärmefreisetzung der Vorverbrennung eindeutig zu bestimmen, ist der Verbrennungsschwerpunkt der Vorverbrennung allerdings weniger gut als Regelgröße geeignet. Da sich die Vorverbrennung in der Regel durch eine kurze Brenndauer und eine nahezu symmetrische Form des Brennverlaufs auszeichnet, bietet sich an, die zeitliche Lage der maximalen Umsatzrate der Vorverbrennung als Regelgröße zu verwenden. Diese beschreibt die Lage der Vorverbrennung unter den genannten Voraussetzungen mit ausreichender Genauigkeit<sup>12</sup>. Allerdings muss der Zylinderdruckverlauf, aus welchem der Brennverlauf errechnet wird, über die Anwendung von Filtern weitgehend

---

<sup>12</sup> Siehe auch Abschn. 2.5

geglättet werden. Ansonsten kann Messrauschen zu einer Verfälschung des Signals führen.

### Definition wesentlicher Punkte während des Verbrennungsablaufs

Um das Regelungskonzept zu vereinfachen und die Anforderungen an die Bandbreite der Regel- und Stellgrößen und an die Rechenleistung zu reduzieren, wird in dem vorgestellten Regelungskonzept die Gleichstellung von Ist und Soll des Brennverfahrens an einzelnen Stützstellen des Verbrennungsablaufs, die über eine Kurbelwellenstellung repräsentiert werden, angestrebt. Dieser Ansatz differenziert das hier vorgestellte Konzept von den Ansätzen zur Brennverlaufsformung, welche versuchen, auf die Form des Brennverlaufs und somit auf viele einzelne Punkte einzuwirken [111-116]. Die hierzu vorgestellten Verfahren zeichnen sich durch geringe Schadstoffemissionen bei niedrigem Verbrauch aus. Allerdings sind die Anforderungen an die benötigte Einspritzhardware, wie zum Beispiel die Lageregelung der Einspritznadel oder die maximalen Öffnungs- und Schließzeiten, [117-120] sehr hoch. Aus diesem Grund werden für Verfahren zur Brennverlaufsformung vornehmlich Einspritzdüsen mit direkt betätigter Düsennadel verwendet.

Aufgrund der stets geltenden physikalischen und chemischen Grundgesetze, wie zum Beispiel der Satz von der Energieerhaltung, ist die Auslenkung des Systems zwischen den einzelnen Stützstellen nur begrenzt möglich. Es wird daher davon ausgegangen, dass eine Gleichstellung des Brennverlaufs an nur wenigen Punkten, möglichst nur an einem einzigen, ausreicht, um auch den Verlauf weitgehend gleichzustellen. Ein etwas geringerer Erfolg bei der Kompensation der Einflüsse nicht-normgerechter Kraftstoffe wird bei dieser Vorgehensweise in Kauf genommen. Für die in den vorangegangenen Abschnitten eingeführten Regelgrößen wird dabei zunächst jeweils eine einzelne Stützstelle betrachtet. Hierbei hat sich der Zeitpunkt „Kurbelwellenstellung bei Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung plus 4 °KW“ bewährt, da zu diesem Zeitpunkt die Wärmefreisetzung der Vorverbrennung in jedem Fall abgeschlossen ist. Für die in Abschn. 5.3 durchgeführte Systemidentifikation werden daher die folgenden Regelgrößen berücksichtigt

- Zylindertemperatur zum Beginn der Haupteinspritzung ( $T_{Zyl\_ABHE+4^\circ KW}$ )
- Zündverzug der Hauptverbrennung ( $\tau_{ZV\_HV}$ )
- Zeitliche Lage der maximalen Umsatzrate der Vorverbrennung ( $Pos_{dQb/d\phi\_max\_VV}$ )

### Analyse möglicher Stellgrößen

Als Stellgrößen zur Regelung der Vorverbrennung kommen der Zylinderzustand zum Zeitpunkt der Voreinspritzung, die Kraftstofftemperatur, der Einspritzdruck, der Ansteuerbeginn der Voreinspritzung und die Ansteuerdauer der Voreinspritzung in Betracht. Diese Größen unterscheiden sich allerdings wesentlich in ihrer Dynamik und der Ausprägung ihres Einflusses. Während der Zylinderzustand zum Zeitpunkt der Voreinspritzung und die Kraftstofftemperatur nur verhältnismäßig langsam angepasst werden können, sind Einspritzdruck, Ansteuerbeginn und Ansteuerdauer sehr schnell einstellbar. In Anlehnung an die Regelstrategien zur Regelung von Verbrennungsschwerpunkt und Last der gesamten Verbrennung, werden der Ansteuerbeginn und die Ansteuerdauer der Voreinspritzung als Stellgrößen ausgewählt. Diese zeichnen sich gegenüber dem Einspritzdruck durch eine nochmals höhere Dynamik aus. Außerdem werden diese Größen im Motorbetrieb in der Regel gestellt, was Instabilitäten infolge der Kopplung unterschiedlicher Regelkreise ausschließt.

### **5.2.2 Analyse der Störgrößen**

Das zentrale Ziel dieser Arbeit ist die möglichst weitreichende Detektion und Kompensation des Einflusses nicht-normgerechter Kraftstoffeigenschaften auf den Betrieb eines Pkw-Dieselmotors. Neben der Kompensation des Einflusses der Kraftstoffeigenschaften soll die entwickelte Regelstrategie zusätzliche Störgrößen mit Relevanz für den Fahrzeugbetrieb kompensieren. Hierbei kommen die folgenden Störgrößen in Betracht:

- Cetanzahl des Kraftstoffs
- Verdampfungsverhalten des Kraftstoffs
- Einlasstemperatur des Zylinders
- Einspritzdruck
- Belagsbildung an den Injektoren
- Serienstreuung der Injektoren

### Cetanzahl des Kraftstoffs

Da die Cetanzahl eine wesentliche Einflussgröße auf den Zündverzug ist, hat sie einen großen Einfluss auf ein dieselmotorisches Brennverfahren. Um ein erhöhtes Verbrennungsgeräusch zu vermeiden, müssen insbesondere niedrige

Cetanzahlen detektiert und deren unerwünschte Auswirkungen über eine verstärkte Zylinderkonditionierung kompensiert werden. Im Vergleich zu niedrigen Cetanzahlen ist die Kompensation der Auswirkungen von erhöhten Cetanzahlen weniger entscheidend, da die Verkürzung des Zündverzugs aufgrund erhöhter Cetanzahlen weniger stark ausgeprägt ist. Für konventionelle Brennverfahren mit Voreinspritzung ist der Einfluss der Cetanzahl häufig geringer als der Einfluss einer erfolgreichen Vorverbrennung. Diese Tatsache motiviert die Auswahl der Zylindertemperatur als Regelgröße, da diese eine gute Detektion der Vorverbrennung erlaubt. Zur vollständigen Kompensation des Einflusses der Cetanzahl wäre allerdings die Detektion des Zündverzugs als Regelgröße notwendig.

### Verdampfungsverhalten des Kraftstoffs

Bei den Versuchen mit alternativen Kraftstoffen hat sich ein starker Einfluss der Verdampfungseigenschaften auf die Vorverbrennung gezeigt. Dieser Einfluss äußerte sich bei erhöhter Verdampfungsneigung in einer fehlenden Verbrennung der Voreinspritzmenge. Dieses Verhalten war eine zentrale Motivation für die Entwicklung eines Regelkreises für die Vorverbrennung. Da die ausbleibende Vorverbrennung aller Wahrscheinlichkeit nach in einem lokalen Abmagern des Gemischs begründet liegt, ist die Kompensation dieses Einflusses über eine Erhöhung der Voreinspritzmasse durch eine erhöhte Ansteuerdauer aller Voraussicht nach möglich.

### Einlasstemperatur des Motors

Eine geringere Einlasstemperatur, wie zum Beispiel im Winterbetrieb, führt zu einer Verlängerung des Zündverzugs und somit zu einem erhöhten Verbrennungsgeräusch. Die Einlasstemperatur ist daher eine wesentliche Störgröße auf den Dieselmotorbetrieb. Da eine Kompensation über die Ladeluft- oder AGR-Strecke in der Regel nicht über die notwendige Bandbreite verfügt, ist die Kompensation über eine Regelung der Vorverbrennung wünschenswert. Die Auswahl der Zylindertemperatur als Regelgröße ist für die Kompensation der Auswirkungen abweichender Einlasstemperatur gut geeignet.

### Belagsbildung an den Injektoren

Die Belagsbildung ist eine Störgröße, die direkt auf den Injektor wirkt. Durch eine Belagsbildung im Düsenloch wird dieses verengt und der Durchfluss reduziert. Diese Belagsbildung tritt verstärkt beim Einsatz von gealterten umgeesterten Pflanzenölen auf. Eine Kompensation dieser Störgröße ist daher für alternative Kraftstoffe von besonderer Relevanz. Zudem wirkt sich ein geringerer Durchfluss besonders stark auf kleine Einspritzmengen und somit auf die Voreinspritzung aus. Da sich ein geringerer Durchfluss bis zu einem gewissen Grad durch eine Verlängerung der Ansteuerdauer kompensieren lässt, eignet sich eine Regelung der Vorverbrennung zur Kompensation dieser Störgröße. Da die Belagsbildung aber auch zu einer unsymmetrischen Verengung der Düse oder zu Verkokungen außerhalb des Düsenlochs führen kann, wird durch diese Störgröße häufig auch die Strahlaufbereitung gestört. Eine solche Störung zeigt sich in der Regel in erhöhten Schadstoffemissionen. Da eine Anpassung von Ansteuerdauer oder Ansteuerbeginn zu keiner Verbesserung der Strahlaufbereitung führt, ist eine solche Störung durch das vorgestellte Konzept nicht kompensierbar.

### Serienstreuung der Injektoren

Bei der Serienfertigung von Injektoren weisen deren Düsen mehr oder weniger starke Abweichungen in den Durchflusseigenschaften auf. Dies führt zu unterschiedlichen Einspritzmengen bei gleicher Ansteuerdauer für unterschiedliche Injektoren. Aus diesem Grund werden die Injektoren in der Serienfertigung vermessen und nach ihren Durchflusseigenschaften gruppiert. Auf Basis dieser Gruppierung werden die Durchflusseigenschaften von der Motorsteuerung kompensiert. Das hierbei angewendete Verfahren wurde bereits unter Abschn. 2.3.2 vorgestellt. Alternativ könnte diese Störgröße auch über das vorgestellte Regelungskonzept kompensiert werden. Es wäre zu überprüfen, ob bei Verwendung der vorgestellten Regelstrategie die einzelne Vermessung der Injektoren im Rahmen der Serienfertigung wegfallen könnte.

### 5.3 Systemidentifikation zur Regelung der Vorverbrennung

Im Vorfeld der Entwicklung eines mess- bzw. regelungstechnischen Systems steht immer die Systemidentifikation. Diese dient dem Verständnis des Systemverhaltens, insbesondere im Hinblick auf dessen dynamische Eigenschaften. Bei einem hochgradig nichtlinearen System ist die Systemidentifikation darüber hinaus zum Ermitteln eines Arbeitspunktes und von Einsatz- bzw. Betriebsgrenzen für das System notwendig. Bei der Systemidentifikation werden in der Regel Stellgrößen variiert und die Systemantwort ermittelt. Erfolgt diese Variation über zum Beispiel einen Sprung, einen Stoß oder einen Gleitsinus, so kann die Antwort des Systems über einen breiten Frequenzbereich bewertet werden.

Da es sich bei den Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit vorerst um grundsätzliche Betrachtungen handelt, wurde die Systemdynamik vorerst vernachlässigt. Die nachstehend gezeigte Systemidentifikation zeigt daher die Antwort des bereits eingeschwungenen Systems. Als Stellgrößen wurden für die Untersuchungen der Spritzabstand und die Voreinspritzmenge gewählt. Diese Größen werden indirekt über die Ansteuerdauer und den Ansteuerbeginn eingestellt. Während der Versuche zur Systemidentifikation wurden ein konstanter Verbrennungsschwerpunkt und eine konstante Last über eine Anpassung der Hauptinspritzung eingestellt. Zum Vergleich der Ergebnisse wurde neben der Variation von Voreinspritzmasse und Spritzabstand noch ein Betriebspunkt ohne Voreinspritzung eingestellt. Dieser verdeutlicht die Auswirkung einer nicht verbrannten Voreinspritzmenge.

Aufgrund der mengenmäßig begrenzten Verfügbarkeit der alternativen Versuchskraftstoffe wurden sämtliche Versuche zur Systemidentifikation mit Dieselloskraftstoff durchgeführt. Es wird dabei vorausgesetzt, dass die Aussagen auf Kraftstoffe mit nicht-normgerechten Kraftstoffeigenschaften übertragbar sind. Diese Annahme sollte zukünftig in Einzelfällen überprüft werden.

### 5.3.1 Systemidentifikation zur Regelung der Vorverbrennung für die untere Teillast

Die Ergebnisse der Systemidentifikation bei unterer Teillast zeigen eine gute Entkopplung der identifizierten Stellgrößen voneinander. Bei einer Variation des Spritzabstands, wie in Abb. 5-2 dargestellt, ändert sich die erreichte Zylinder-temperatur zum Zeitpunkt der Haupteinspritzung + 4 °KW nur unwesentlich. Weiter ist in dieser Abbildung der Einfluss der Ansteuerdauer und somit der Voreinspritzmenge auf die Zylindertemperatur deutlich erkennbar. Auch diese wird nur geringfügig von der Variation des Spritzabstands beeinflusst. Die zum Vergleich dargestellte Zylindertemperatur zum Zeitpunkt der Haupteinspritzung + 4 °KW bei Motorbetrieb ohne Voreinspritzung ist, wie erwartet, niedriger als bei Betrieb mit Voreinspritzung.

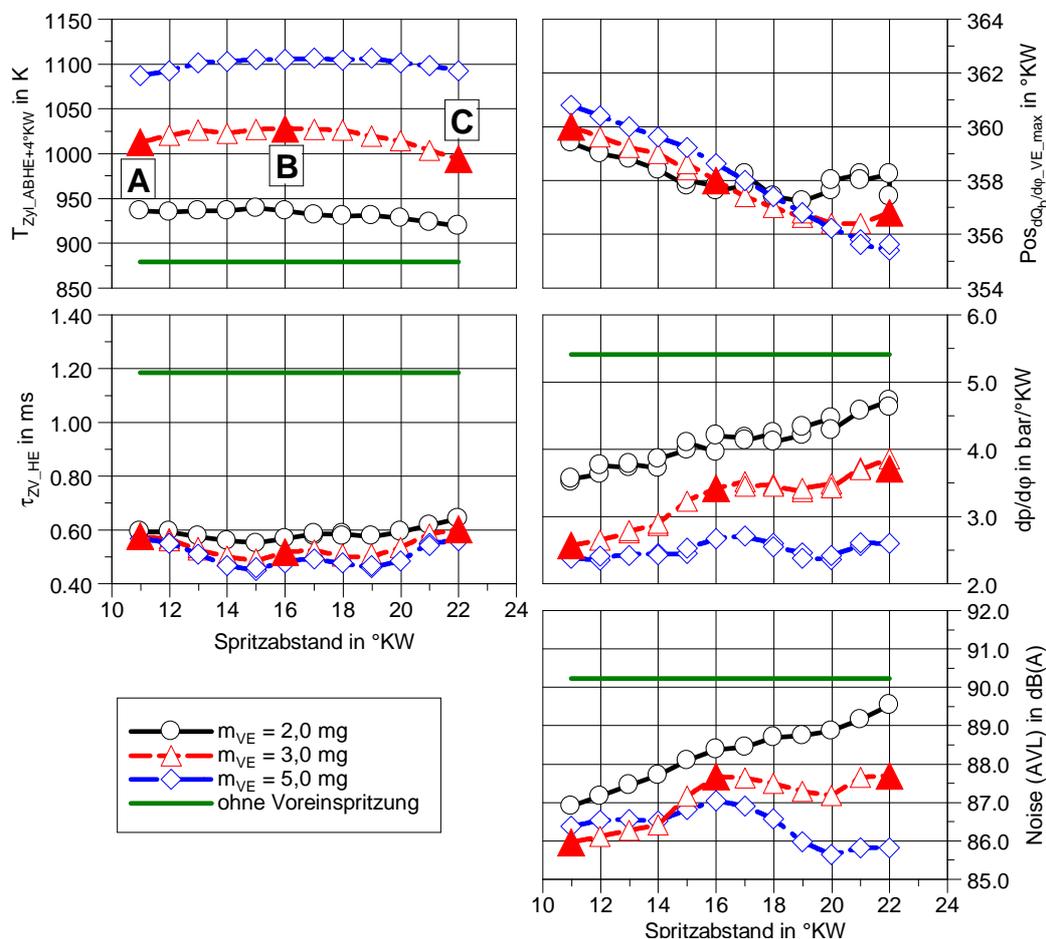


Abb. 5-2: Systemidentifikation möglicher Führungsgrößen für BP4 ( $n_M=1650 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}$ , VSP=373 °KW, Dieselkraftstoff) bei einer Variation des Spritzabstands

Die in Abb. 5-2 dargestellte Variation des Spritzabstands hat weiter einen direkten Einfluss auf die zeitliche Lage der Vorverbrennung, wobei für die Voreinspritzmengen 2 mg und 3 mg ab einem Spritzabstand von 19 °KW eine Ent-

kopplung der Lage der Vorverbrennung vom Spritzabstand auftritt. Klar erkennbar ist auch der Einfluss der Vorverbrennung auf den maximalen Druckgradienten, welcher mit steigender Voreinspritzmenge und somit steigender Zylinder-temperatur zum Zeitpunkt der Haupteinspritzung plus 4 °KW sinkt. Die Konditionierung der Zylinderladung führt somit zu einer erfolgreichen Verkürzung des Zündverzugs und daraufhin zu einer Reduktion des Verbrennungsgeräuschs. Sowohl maximaler Zylinderdruckgradient, als auch Verbrennungsgeräusch liegen hierbei für den Betrieb mit allen betrachteten Voreinspritzmengen und Spritzabständen unterhalb der Werte für den Betrieb ohne Voreinspritzung.

In Abb. 5-3, auf der nächsten Seite, sind die Abgasrohmissionen für die Versuche mit Variation von Voreinspritzmenge und Spritzabstand dargestellt. Diese verdeutlichen die Bedeutung der zeitlichen Lage und der Höhe der Wärmefreisetzung der Vorverbrennung. Hierbei ist der Einfluss des durch die Variation des Spritzabstands veränderlichen Einspritzdrucks zum Zeitpunkt der Haupteinspritzung aufgrund des mit zusätzlichen Hochdruckspeichern angepassten Versuchsaufbaus vernachlässigbar (siehe auch Abschn. 3.2.3). Bei einer Verstellung des Spritzabstands sollte zudem die Kolben-Strahl-Interaktion berücksichtigt werden. Eine solche Interaktion würde zu deutlich abweichenden Emissionen, insbesondere von unverbrannten Kohlenwasserstoffen, führen. Sie kann anhand der vorliegenden Ergebnisse daher ausgeschlossen werden. Wird der Einfluss des Spritzabstands über einen noch größeren Verstellbereich untersucht, sollten eine CFD<sup>13</sup>-Simulation zu Gemischaufbereitung und Verteilung oder alternativ Versuche in einem optisch zugänglichen Motor durchgeführt werden.

Insbesondere für die Rußemission ist eine exakte Abstimmung der Voreinspritzung von wesentlicher Bedeutung, da diese einen starken Einfluss vom Spritzabstand und somit von der zeitlichen Lage der Vorverbrennung zeigt. Die Emission von unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid nimmt mit steigendem Spritzabstand zu. Die eingebrachte Voreinspritzmenge wird für große Spritzabstände nicht mehr vollständig von der Hauptverbrennung erfasst und so unvollständig verbrannt. Im Vergleich zum Betrieb ohne Voreinspritzung ist die Rußemission erhöht, während die Emission von unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid geringer ist. Dieses Verhalten lässt sich für den Motorbetrieb ohne Voreinspritzung mit der teilhomogenen Verbrennung aufgrund verlängerten Zündverzugs begründen.

---

<sup>13</sup> CFD: Computational Fluid Dynamics; Die numerische Berechnung von Strömungsvorgängen.

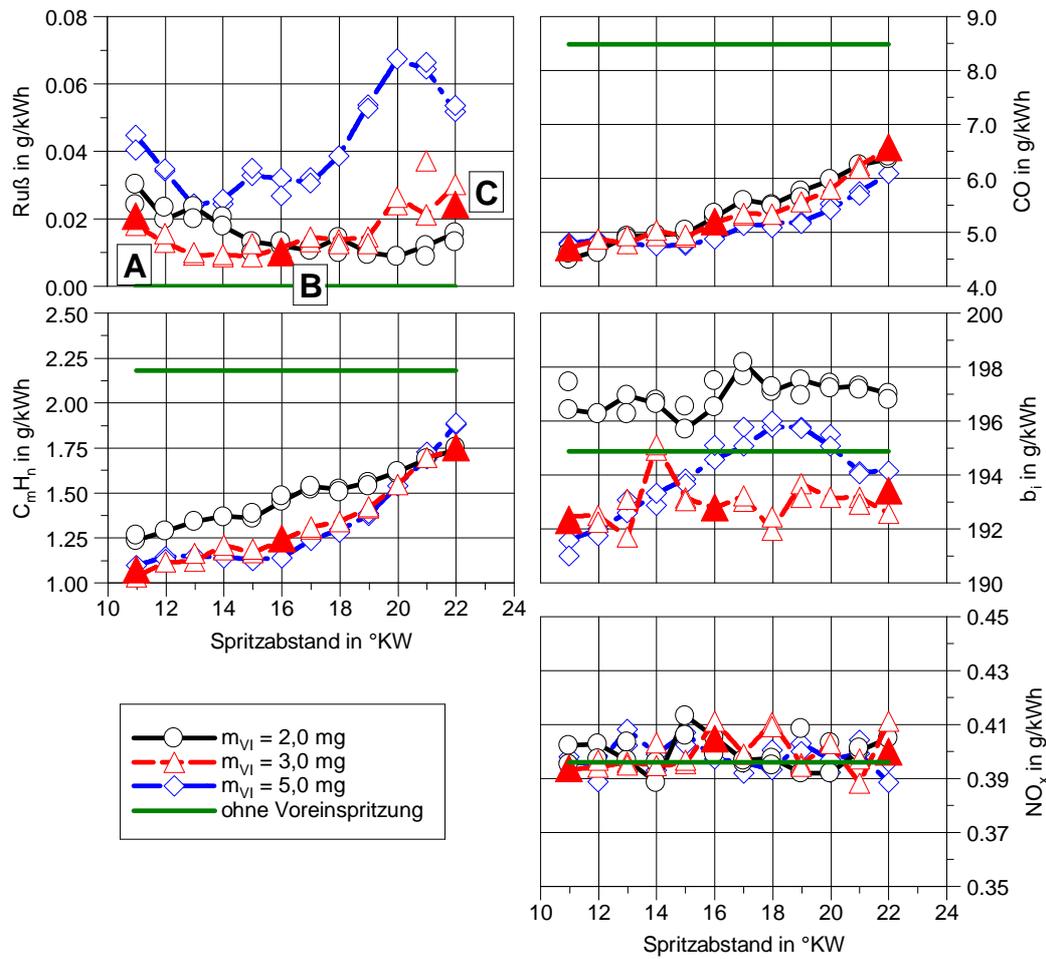


Abb. 5-3: Abgasemissionen und spezifischer Kraftstoffverbrauch für BP4 ( $n_M=1650$   $min^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}$ , VSP=373 °KW, Dieselkraftstoff) bei einer Variation des Spritzabstands

Die Ergebnisse der thermodynamischen Analyse in Abb. 5-4 zeigen eine deutliche Verschiebung der Lage der Vorverbrennung mit einer Variation des Spritzabstands. In Folge einer Verschiebung der Voreinspritzung nach früh wird zusätzlich die Umsetzungsrate der Voreinspritzmenge reduziert. Dies führt zu einer leichten Abnahme der erreichten Zylindertemperatur. Diese leichte Kopplung zwischen Spritzabstand und Ansteuerdauer kann in einer Regelstrategie mit einem Kopplungsglied berücksichtigt werden.

Die in Abb. 5-2 sichtbare Entkopplung von Ansteuerbeginn und zeitlicher Lage der Vorverbrennung für große Spritzabstände stellt den Übergangsbereich von einer diffusionsgesteuerten und somit direkt vom Einspritzzeitpunkt abhängigen zu einer teilhomogenen Vorverbrennung dar. Letztere zeichnet sich durch einen geringeren Einfluss vom Einspritzzeitpunkt auf die zeitliche Lage der Verbrennung aus. Dieses Verhalten ist im Detail in Abb. 5-4 dargestellt. Der Einsatz einer Regelung der zeitlichen Lage der Vorverbrennung über den Ansteuerbeginn der Voreinspritzung ist für große Spritzabstände somit deutlich eingeschränkt.

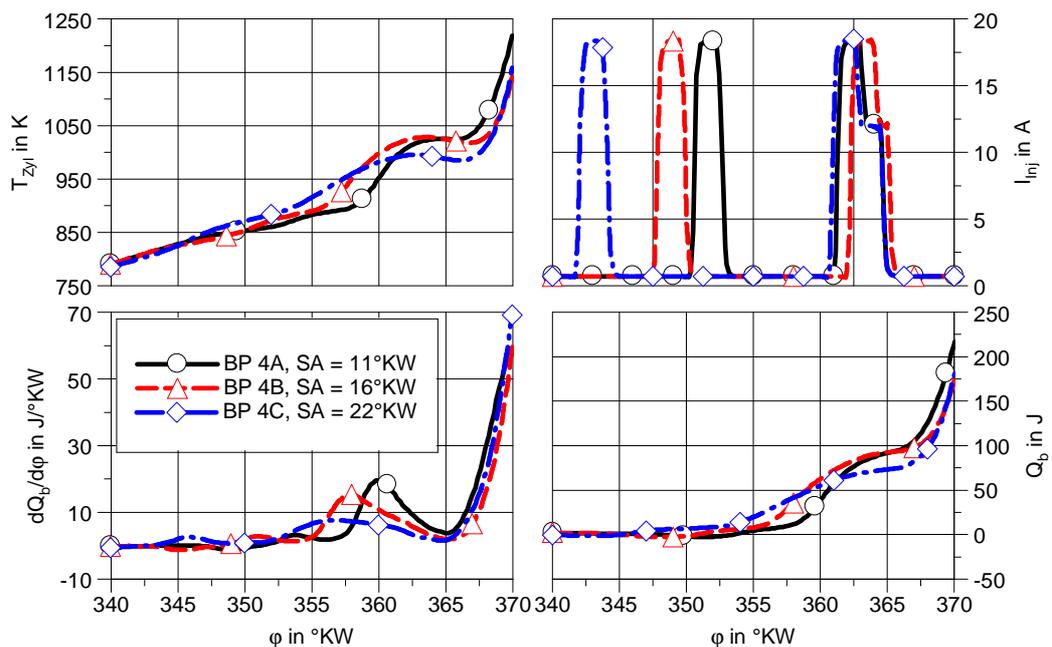


Abb. 5-4: Zeitlich aufgelöster Verlauf möglicher Führungsgrößen und der Injektorstrom für die Betriebspunkte 4 A, B, C ( $n_M=1650 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=\text{---}$ ,  $VSP=373^{\circ}\text{KW}$ , Dieselkraftstoff)

### 5.3.2 Systemidentifikation zur Regelung der Vorverbrennung für die obere Teillast

Die Ergebnisse der Systemidentifikation bei oberer Teillast in Abb. 5-5 zeigen eine, im Vergleich zur unteren Teillast, geringere Kopplung zwischen Spritzabstand und Zylindertemperatur zum Zeitpunkt der Haupteinspritzung plus 4 °KW. Darüber hinaus kann, im Gegensatz zur unteren Teillast, die zeitliche Lage der Vorverbrennung über die gesamte Variation des Spritzabstands frei eingestellt werden.

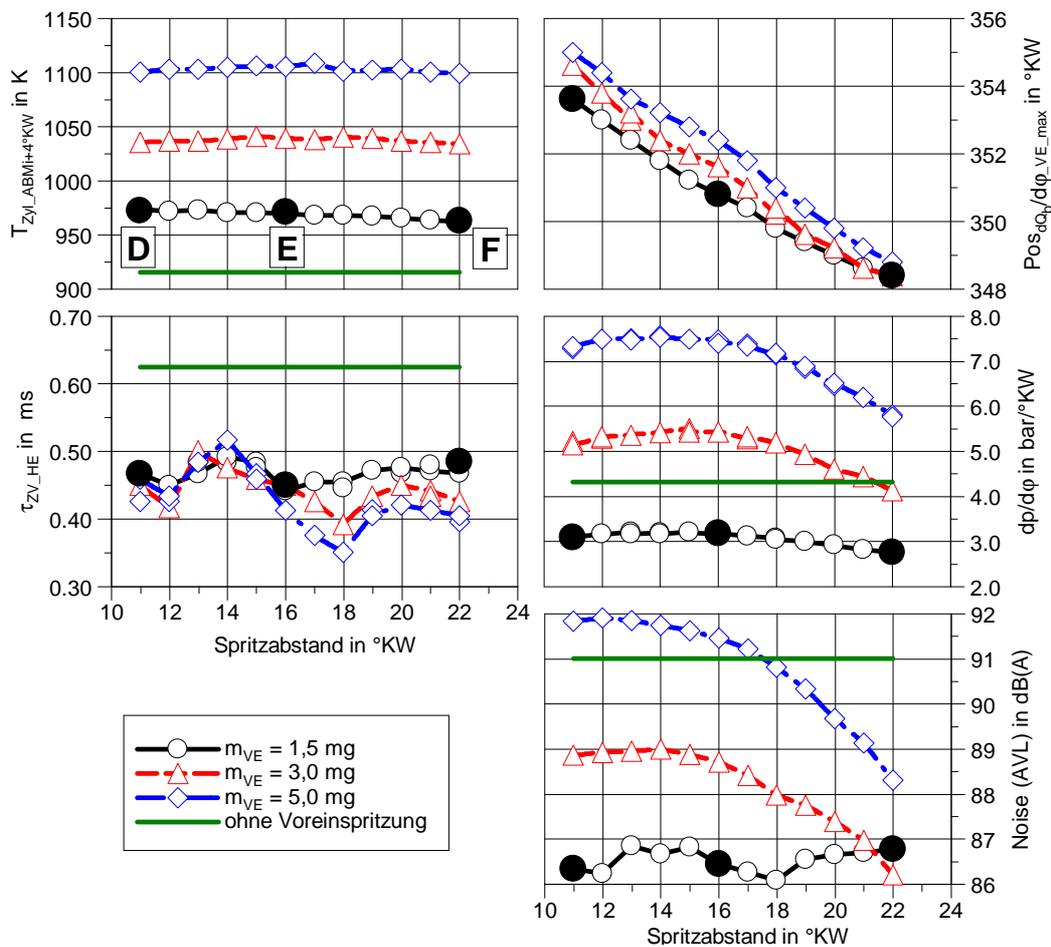


Abb. 5-5: Systemidentifikation möglicher Führungsgrößen für BP5 ( $n_M=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=10\text{bar}$ ,  $VSP=377^\circ\text{KW}$ , Dieselkraftstoff) bei einer Variation des Spritzabstands

Aufgrund der höheren Zylindertemperatur zum Voreinspritzbeginn im Vergleich zur unteren Teillast tritt keine teilhomogene Verbrennung der Voreinspritzmenge auf (Abb. 5-5). Dieses Verhalten zeigt sich auch im Zündverzögerung der Haupteinspritzung, welcher aufgrund der höheren Zylindertemperatur im Vergleich zu Betriebspunkt BP1 deutlich kürzer ist. Der Einfluss der Voreinspritzmenge auf die Dauer des Zündverzögerung ist deutlich weniger ausgeprägt, als beim Motorbetrieb in unterer Teillast, da die erreichte Temperaturänderung durch die Vor-

verbrennung im Verhältnis zur absoluten Temperatur geringer ausfällt. Der maximale Druckgradient für die Voreinspritzmengen 3 mg und 5 mg ist teilweise, abhängig vom Spritzabstand, gegenüber dem Motorbetrieb ohne Voreinspritzung erhöht. Dies führt für die Voreinspritzmenge von 5 mg sogar zu einer Erhöhung des Verbrennungsgeräuschs.

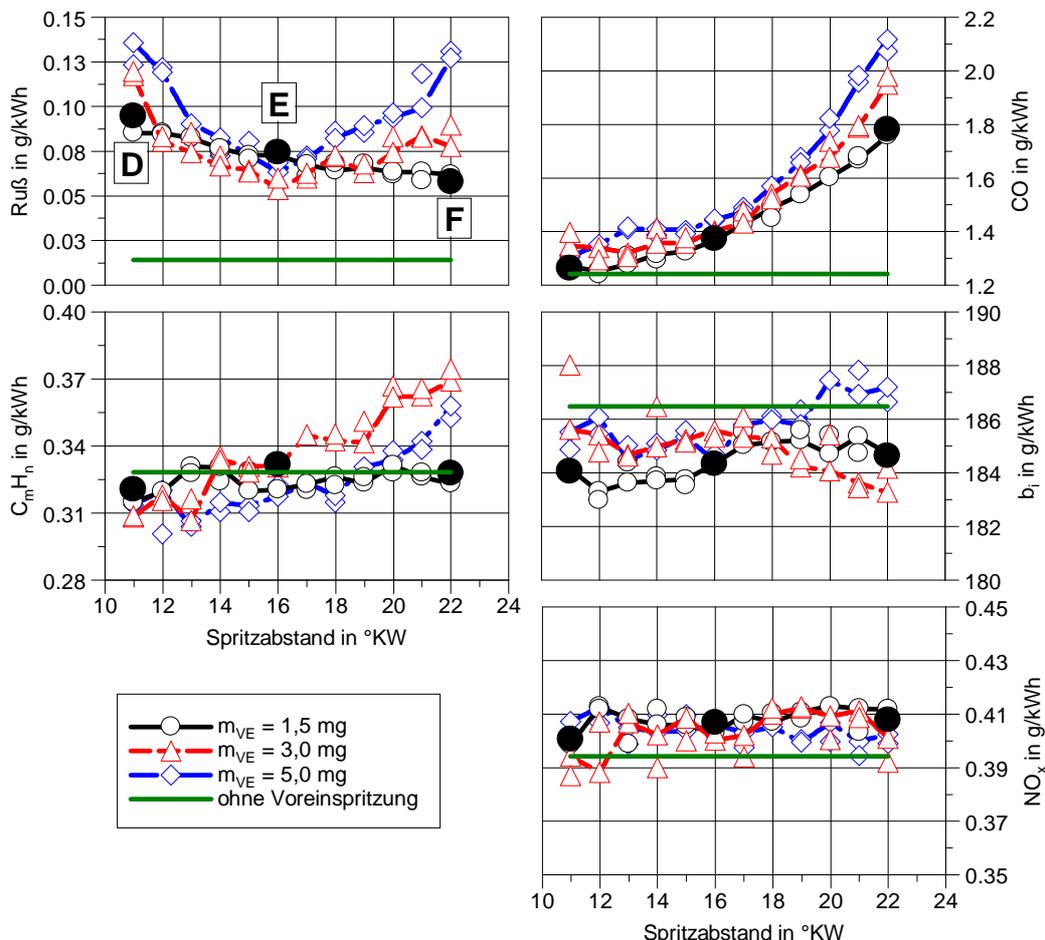


Abb. 5-6: Abgasemissionen und spezifischer Kraftstoffverbrauch für BP5 ( $n_M=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=10\text{bar}$ ,  $VSP=377^\circ\text{KW}$ , Dieselkraftstoff) bei einer Variation des Spritzabstands

Die Abgasemissionen bei der Variation des Spritzabstands in der oberen Teillast (Abb. 5-6) zeigen, wie bei der unteren Teillast, die Bedeutung einer abgestimmten Voreinspritzstrategie auf. Insbesondere die Rußemission zeigt ein ausgeprägtes Minimum bei einem Spritzabstand von 16 °KW. Zu großen Spritzabständen hin erhöhen sich die CO-Emissionen stark, während die Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe nur leicht ansteigt.

Die Ergebnisse der thermodynamischen Analyse zeigen die Variation der Lage der Vorverbrennung über die Wahl der Ansteuerdauer. Die gewählte Stellgröße hat demnach einen gut ausgeprägten Einfluss auf die Regelgröße. Wie bei der

unteren Teillast verringert sich die Energieumsetzungsrate der Voreinspritzmenge für größere Spritzabstände (Abb. 5-7).

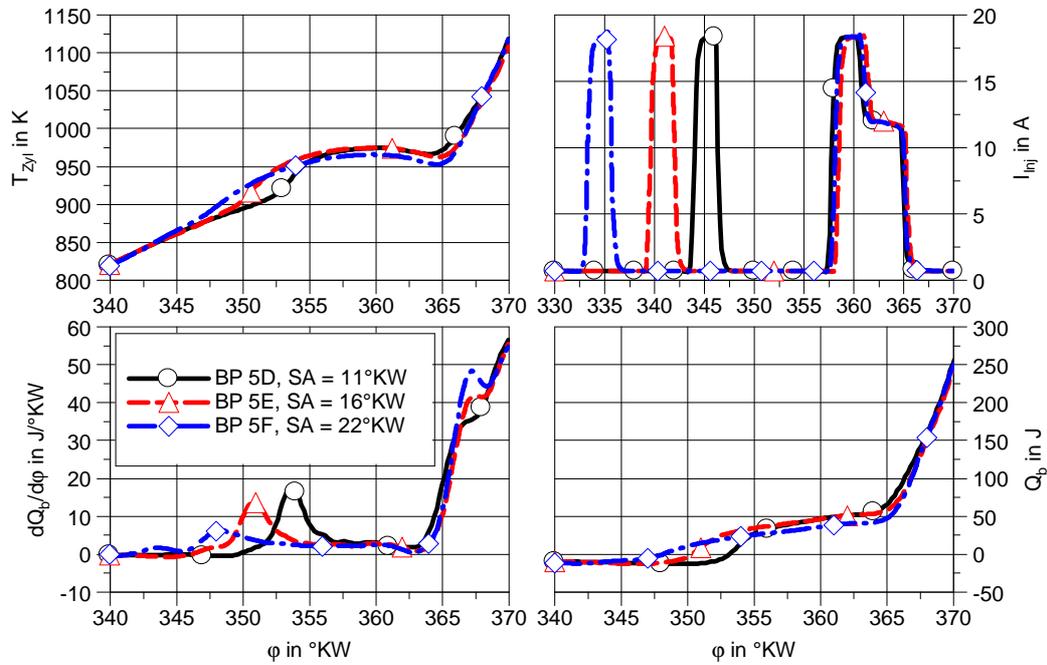


Abb. 5-7: Zeitlich aufgelöster Verlauf möglicher Führungsgrößen und der Injektorstrom für die Betriebspunkte 5 D, E, F ( $n_M=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=10\text{bar}$ ,  $VSP=377^{\circ}\text{KW}$ , Dieselkraftstoff)

## 5.4 Manuelle Kompensation abweichender Vorverbrennung

Am Beispiel des repräsentativen Betriebspunkts für die obere Teillast (Betriebspunkt BP2) wird im Folgenden die Gleichstellung des Brennverfahrens über eine Anpassung von Ansteuerbeginn und Ansteuerdauer der Voreinspritzung präsentiert. Hierbei wurde die Anpassung nur in Richtung größerer Voreinspritzmengen vorgenommen.

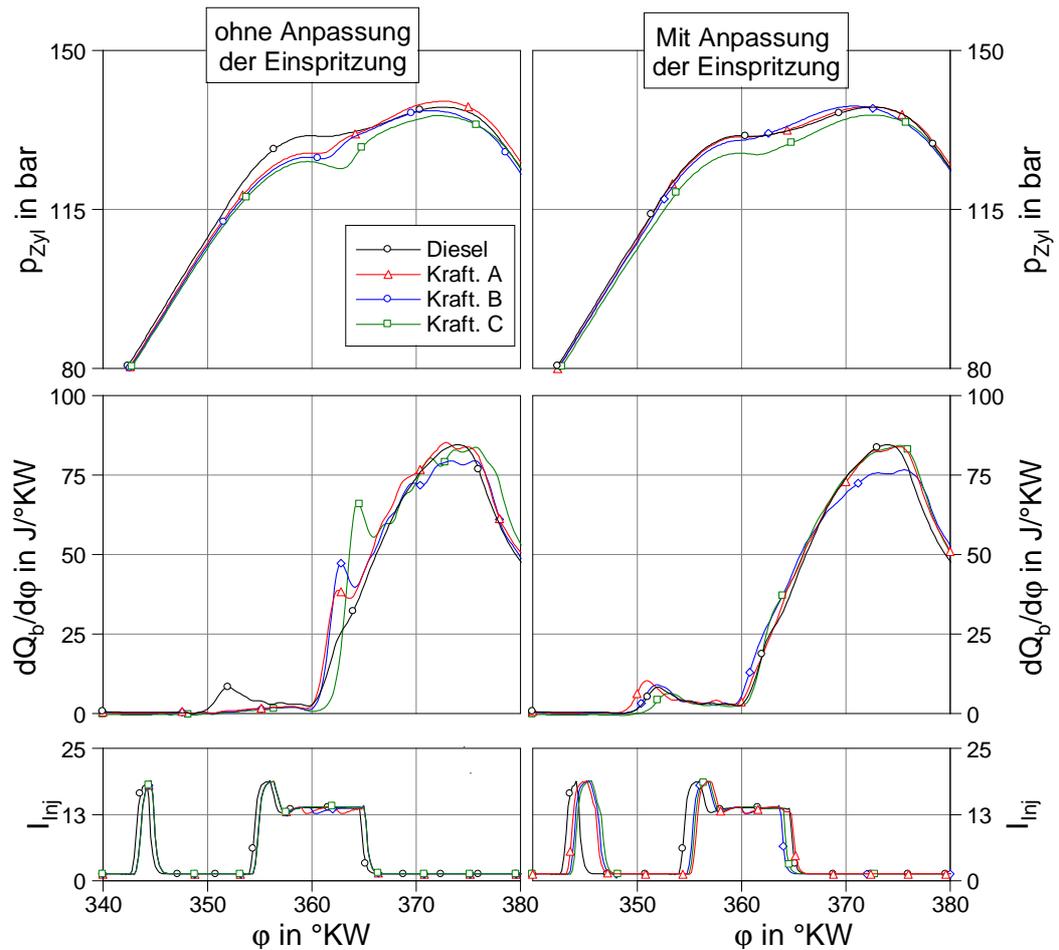
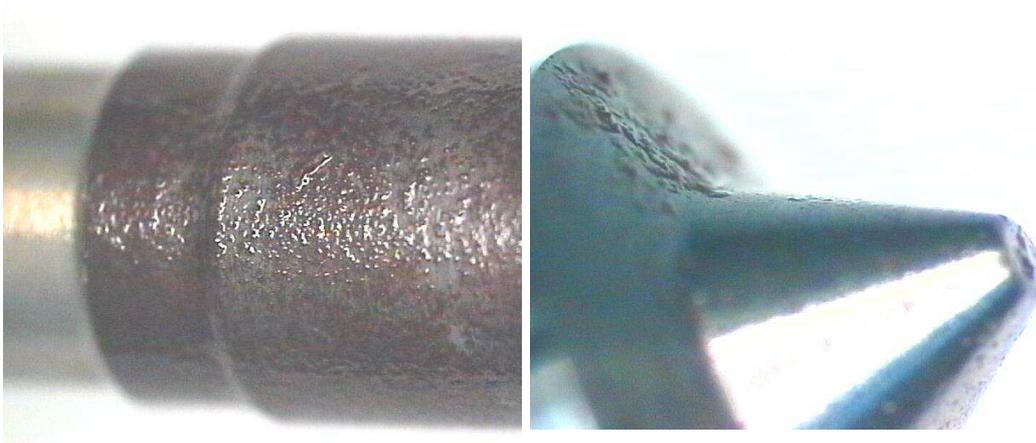


Abb. 5-8: Zylinderdruck und Zylinderdruckgradient für BP2 ( $n_M=2350 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=15 \text{ bar}$ , VSP ca.  $377^\circ KW$ , AGR=45%) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen jeweils mit und ohne Anpassung der Voreinspritztimings

Da diese Vorgehensweise keinen Erfolg für RME erwarten lässt, welches eine höhere Wärmefreisetzung der Voreinspritzung im Vergleich zum Betrieb mit Dieseldieselkraftstoff zeigt, werden an dieser Stelle nur die Ergebnisse für die Kraftstoffe A, B und C gezeigt. Bei der Durchführung der Versuche wurde der Ansteuerbeginn korrespondierend zur Verlängerung der Ansteuerdauer nach früh verschoben, um einen gleich bleibenden Spritzabstand zu gewährleisten. Die Anpassung der Ansteuerdauer erfolgte auf Basis der Ergebnisse des Einwie-

gens der Voreinspritzmassen für die einzelnen Kraftstoffe in den Stufen 3 mg, 5 mg, und 7 mg.

Wie in Abb. 5-8 deutlich zu erkennen, führt das Ausbleiben der Vorverbrennung für die Kraftstoffe A, B und C zu einer deutlich ausgeprägten vorgemischten Verbrennung. Diese Brennverfahrensänderung kann durch eine zylinderdruckbasierte Regelung von Verbrennungsschwerpunkt und Last der Hauptverbrennung nicht kompensiert werden. Für den Motorbetrieb mit alternativen Kraftstoffen muss daher neben der zylinderdruckbasierten Regelung der Gesamtverbrennung die Vorverbrennung detektiert und auf die gewünschte Wärmefreisetzung eingestellt werden. Die Ergebnisse der manuellen Anpassung der Voreinspritzung für die Kraftstoffe A, B und C zeigen einen nahezu identischen Brennverlauf im Vergleich zu Dieseldieselkraftstoff. Eine Anpassung von Ansteuerdauer und Ansteuerbeginn der Voreinspritzung ist also in der Lage, die angestrebte Gleichstellung der Brennverfahren für alternative Kraftstoffe zu erreichen. Die für Kraftstoff B bleibenden Abweichungen der Wärmefreisetzung der Hauptverbrennung auch nach Anpassung der Einspritzzeiten, wie in Abb. 5-8 ersichtlich, gehen auf eine Korrosion im Injektor aufgrund mangelnden Korrosionsschutzadditivs für diesen Versuchskraftstoff zurück (Abb. 5-9). Auf ein solches Additiv war aufgrund möglicher Einflüsse auf die Schadstoffemission verzichtet worden.



*Abb. 5-9: Korrosion am Ventilkolbenkörper (links) und an der Ventilkolbenspitze (rechts) des Injektors nach längerem Betrieb mit Versuchskraftstoff B*

Die Korrosion im Injektor bei Motorbetrieb mit Kraftstoff C führte zu einer steigenden Ansteuerdauer für konstante Last und schließlich zum Ausfall des Injektors. Für den gezeigten Versuchspunkt konnte die angestrebte Last daher nicht mehr erreicht werden. Somit bleibt die Wärmefreisetzung für diesen Kraftstoff unter der des Referenzkraftstoffs.

Die Ergebnisse der Versuche mit manueller Gleichstellung der Vorverbrennung zeigen zudem eine deutliche Reduktion des Verbrennungsgeräuschs nach erfolgter Gleichstellung (Abb. 5-10). Diese Reduktion wird ohne eine deutliche Steigerung der Ruß-Emission erzielt. Für die Emission von Kohlenmonoxid zeigt sich ein uneinheitliches Verhalten, eine Zunahme dieser Emission für Kraftstoff B und eine Abnahme für Kraftstoff C. Der maximale Druckgradient steigt trotz sinkenden Verbrennungsgeräuschs für die Kraftstoffe A und B. Dies liegt in der früheren Lage der Vorverbrennung begründet (siehe auch Abb. 5-8) und betont die Notwendigkeit, sowohl Lage, als auch Wärmefreisetzung der Vorverbrennung zu regeln.

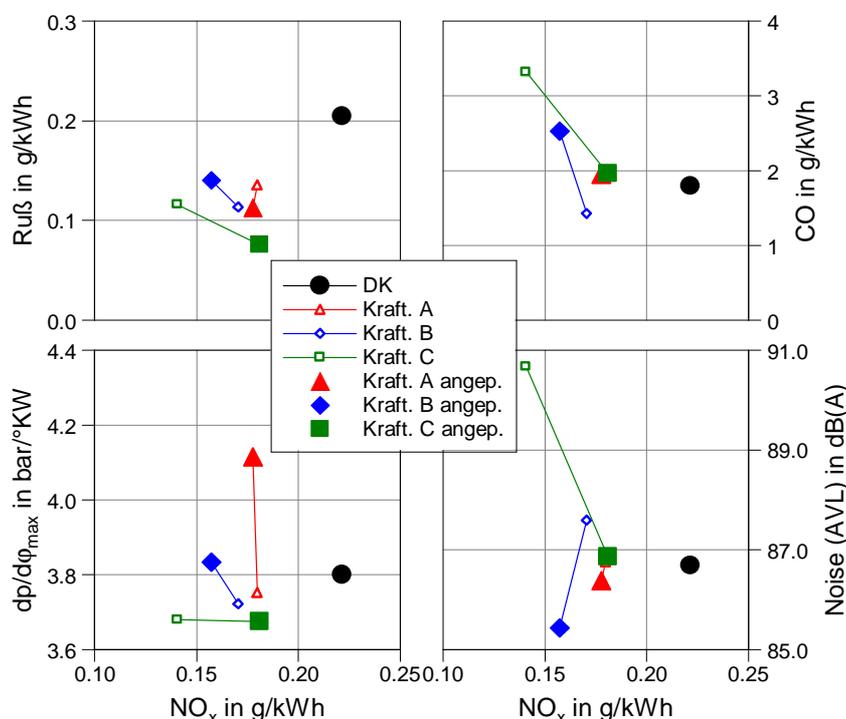


Abb. 5-10: Emissionen, Verbrennungsgeräusch und maximaler Druckgradient für BP2 ( $n_M=2350 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mL,HD}=15 \text{ bar}$ , VSP ca.  $377^\circ\text{KW}$ ,  $\text{AGR}=45\%$ ) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen jeweils mit und ohne Anpassung der Voreinspritztimings

Die Versuche zur manuellen Kompensation der abweichenden Vorverbrennung haben somit gezeigt, dass die Anpassung von Einspritzbeginn und Einspritzdauer der Voreinspritzung eine viel versprechende Möglichkeit bietet, die indirekten Einflüsse nicht-normgerechter Kraftstoffeigenschaften zu kompensieren. Diese Kompensationsmaßnahme führt zu einer weitgehenden Gleichstellung der Brennverfahren. Die verbleibenden Auswirkungen auf die Schadstoffemission und das Verbrennungsgeräusch sind dem direkten Einfluss der chemischen Zusammensetzung der Versuchskraftstoffe zuzuordnen. Aufgrund verschiedener auftretender Störgrößen muss die Wärmefreisetzung der

Voreinspritzung in zeitliche Lage und Höhe überwacht und kompensiert werden. Über eine Anpassung der Ansteuerdauer und des Ansteuerbeginns der Voreinspritzung ist eine Gleichstellung der Brennverfahren für alternative Kraftstoffe möglich. Daher bietet sich ein geschlossener Regelkreis für Lage und Wärme-freisetzung der Vorverbrennung als Ergänzung im Rahmen eines zylinder-druckbasierten Motormanagements an. Über diesen Regelkreis wird im nächs-ten Abschnitt berichtet.

## 5.5 Zylinderdruckbasierte Regelung der Vorverbrennung

### 5.5.1 Entwicklung der Regelstrategie

Die Ergebnisse der Systemidentifikation bestätigen das aufgrund der Analyse der Regel-, Stell- und Störgrößen erwartete Verhalten. Für die Regelung der Wärmefreisetzung der Vorverbrennung wird daher die Zylindertemperatur zum Zeitpunkt ABHE+4°KW als Regelgröße ausgewählt. Zum Ermitteln dieser Größe wird eine thermodynamische Analyse in Echtzeit durchgeführt. Um kürzeste Rechenzeiten zu ermöglichen, wurde der Wandwärmeübergang hierbei vernachlässigt. Die Startbedingungen für die Berechnung der Hochdruckphase, Einlasstemperatur und AGR-Rate, werden anhand von Sensordaten an die thermodynamische Analyse übermittelt. Die für die Berechnung notwendigen kalorischen Stoffwerte werden nach [109] angenähert. Alternativ könnten auch neuere Ansätze, wie zum Beispiel [110] verwendet werden, wobei die etwas höhere Genauigkeit dieser Werte für das vorgestellte Verfahren nicht benötigt wird. In Zukunft wäre es möglich, diese Werte im Rahmen einer Gesamtprozessanalyse zu ermitteln. Für eine genauere Bestimmung des Einlassdrucks könnten die Einlassleitungen hierbei zum Beispiel nach der Charakteristikentheorie berechnet werden. Einen Vergleich dieser Methode mit der Füll- und Entleermethode bietet [121]. Der Wert für die Führungsgröße Zylindertemperatur zum Zeitpunkt ABHE +4°KW wird anhand von Experimenten mit Dieselkraftstoff ermittelt. Hierbei werden die während der Systemidentifikation gewonnenen Messdaten verwendet und aus diesen die Zylindertemperatur berechnet.

Als Regelgröße zur Regelung der zeitlichen Lage der Vorverbrennung wird die zeitliche Lage der maximalen Umsatzrate der Vorverbrennung gewählt. Auch hier erfolgt die Auslegung der Führungsgröße anhand von Experimenten mit Dieselkraftstoff. Hierbei werden die Ergebnisse der Systemidentifikation zur Variation des Spritzabstands berücksichtigt, die eine minimale Rußemission für Spritzabstände von ca. 16°KW zeigen.

Zusätzlich zu den Regelkreisen für Ansteuerdauer und Ansteuerbeginn wird ein Kopplungsglied zwischen diesen beiden Größen vorgesehen. Anhand der Daten der Systemidentifikation kann dieses Kopplungsglied ausgelegt werden. Aufgrund der ausgesprochen geringen Kopplung wird das Kopplungsglied jedoch vorerst nicht aktiviert.

Um darüber hinaus eine ausreichende Dynamik des Einspritzsystems für einen dynamischen Motorbetrieb sicherzustellen, wird die Regelstrategie um eine

Vorsteuerung ergänzt. Diese arbeitet analog zu der herkömmlichen Motorsteuerung und stellt Ansteuerdauer und Ansteuerbeginn abhängig von Last und Drehzahl ein.

Die Kompensation der Störung durch einen von der Referenz abweichenden Einspritzdruck wird über ein Kennfeld vorgenommen, welches die Durchflusscharakteristik des Injektors in Abhängigkeit vom Einspritzdruck beschreibt. Da dieser Durchfluss in der Realität nicht vom Einspritzdruck sondern von der Druckdifferenz über die Düse abhängt, könnte zur Verbesserung dieser Kompensation die Last in dem implementierten Kennfeld berücksichtigt werden. Diese wird in der Regel ein gutes Maß für den Druck im Zylinder darstellen. Alternativ wäre es möglich, das Signal des Zylinderdrucksensors zum Einspritzbeginn auszuwerten. Allerdings müsste in beiden Fällen der Injektor unter den entsprechenden Bedingungen vermessen werden. Bisher findet diese Vermessung ohne eine Variation des Gegendrucks statt. Unter Berücksichtigung der gewonnenen Ergebnisse ergibt sich die Reglerstruktur daher wie in Abb. 5-11 dargestellt.

Die in der Reglerstruktur dargestellten Regler (K) wurden als einfache PI-Regler mit einer Stellgrößenbegrenzung implementiert. Da die Kompensation der nicht-normgerechten Kraftstoffeigenschaften nicht arbeitsspielgenau erfolgen muss, können die Regler mit relativ niedriger Bandbreite ausgelegt werden. Daher wurden die Reglerparameter beginnend von einem Minimalwert manuell angepasst, bis die Zeitkonstante ungefähr 60 Sekunden betrug.

Die Versuche zur Regelung der Vorverbrennung wurden bei aktivierten Regelkreisen für Verbrennungsschwerpunkt und Last der Gesamtverbrennung durchgeführt. Diese Regelkreise weisen eine Kopplung zur Regelung der Vorverbrennung auf. Bei einer Steigerung der Voreinspritzmenge und somit einer Steigerung der Wärmefreisetzung der Vorverbrennung steigt auch die Last. Um die Kopplung zwischen den Regelkreisen einzuschränken, wurden die Arbeitsbereiche der unterschiedlichen Regler im Frequenzbereich entkoppelt. Für die Regelung von Last und Verbrennungsschwerpunkt wurden deutlich kürzere Zeitkonstanten als für die Regelung der Vorverbrennung gewählt, um diese Entkopplung zu realisieren.

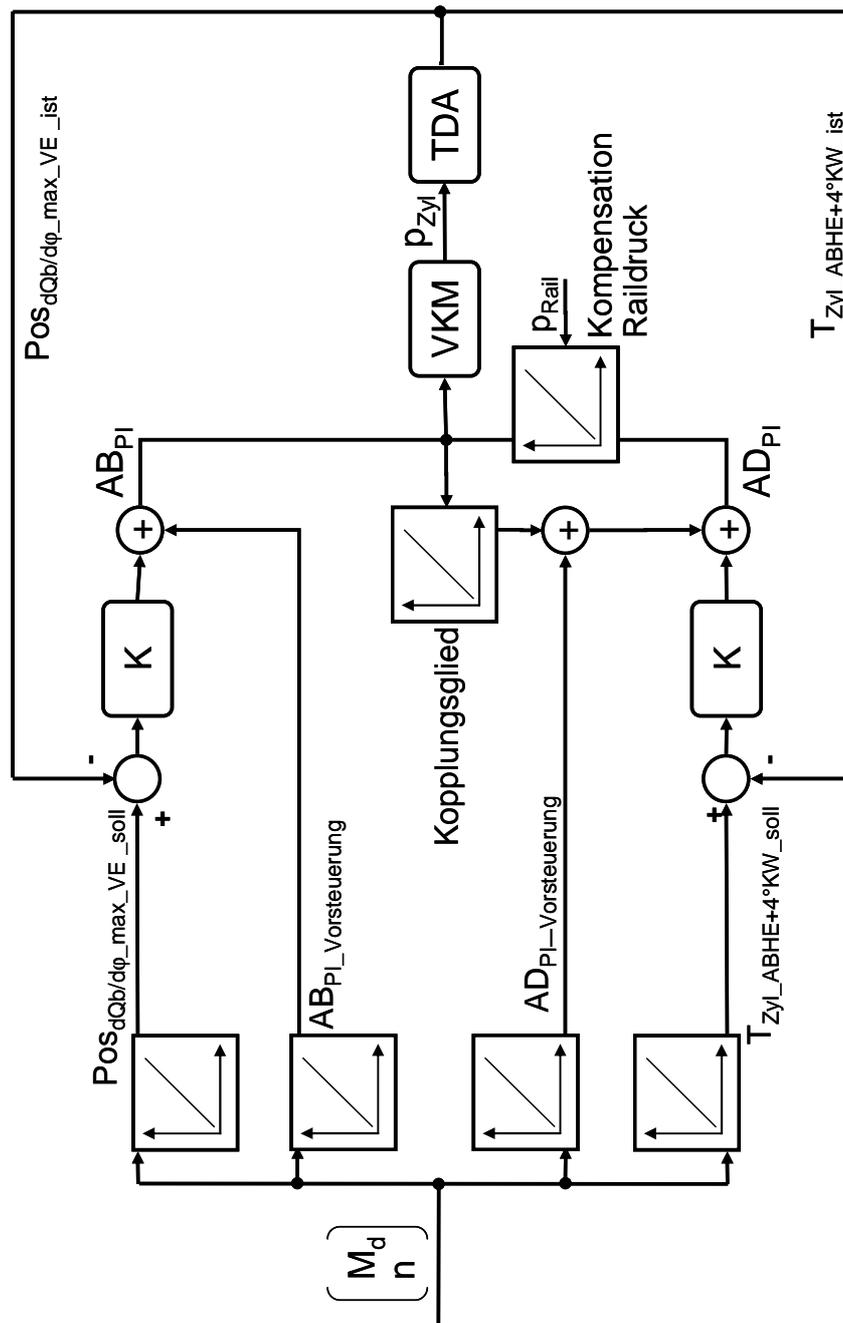


Abb. 5-11: Reglerstruktur zur Regelung der Vorverbrennung unter Berücksichtigung von Vorsteuerung und Störgrößen

### 5.5.2 Funktionsnachweis der Regelung der Vorverbrennung im Motorbetrieb

Zum Nachweis der Funktion der entwickelten Regelstrategie werden im Folgenden die Ergebnisse von Untersuchungen mit RME gezeigt. Die Ergebnisse dieser Versuche sind auf den Motorbetrieb mit den Kraftstoffen A, B und C übertragbar, da die erfolgreiche manuelle Kompensation für diese Kraftstoffe bereits in Abschn. 5.4 gezeigt werden konnte.

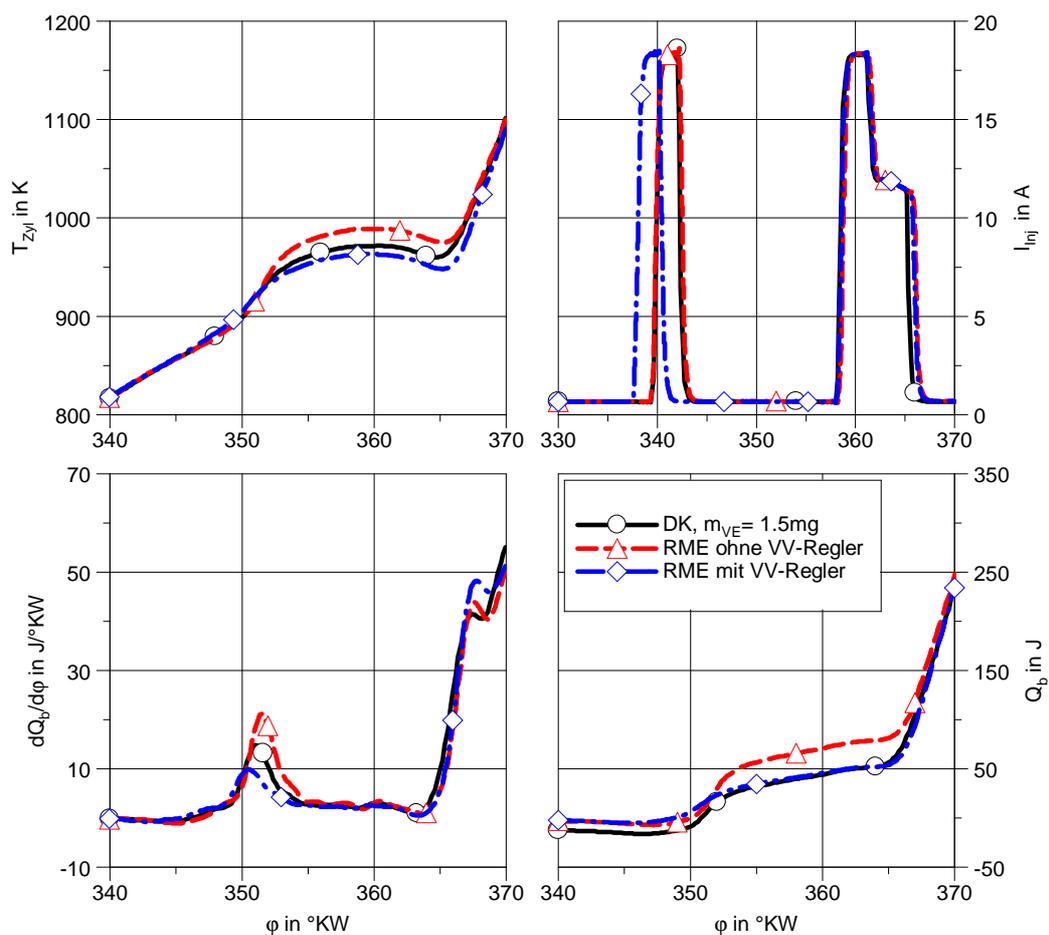


Abb. 5-12: Zylindertemperaturverlauf, Ansteuerzeiten, Brennverlauf und Durchbrennfunktion für die Gleichstellung des Brennverfahrens beim Betrieb mit Dieselmotor und RME in BP5 ( $n_M=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=10\text{bar}$ ,  $VSP=377^{\circ}\text{KW}$ )

Der Motorbetrieb mit RME zeichnete sich durch eine erhöhte Wärmefreisetzung der Voreinspritzmenge im Vergleich zu Dieselmotor aus. Diese führt aufgrund ihrer Lage zu einem erhöhten maximalen Zylinderdruckgradienten. Das Ziel bei der zylinderdruckbasierten Detektion und Kompensation ist daher die Reduktion des Zylinderdruckgradienten auf dessen Niveau bei Verwendung des Referenzkraftstoffs.

In Abb. 5-12 sind der Zylindertemperaturverlauf, der Brennverlauf und die Durchbrennfunktion für den Motorbetrieb mit Dieselkraftstoff und mit RME dargestellt. Für den Betrieb mit RME werden Messwerte für den Betrieb mit und ohne Regelung der Vorverbrennung gezeigt. Zusätzlich sind oben rechts die Ansteuerzeiten für Vor- und Haupteinspritzung dargestellt. Für den Betrieb mit RME ohne Regelung der Vorverbrennung verursacht die erhöhte Wärmefreisetzung der Vorverbrennung eine erhöhte Zylindertemperatur. Diese erhöhte Zylindertemperatur wird vom entwickelten Regelkreis detektiert und über eine Reduktion der Ansteuerdauer der Voreinspritzung kompensiert. Das Ergebnis ist ein nahezu gleichgestellter Brennverlauf.

Die verbleibende kleine Abweichung liegt in der Bestimmung der Führungsgröße begründet. Diese wurde, wie bereits beschrieben, aus der thermodynamischen Analyse der Messdaten der Systemidentifikation gewonnen. Bei dieser Analyse wurden, im Gegensatz zur Berechnung in Echtzeit zur Ermittlung der Regelgröße, sowohl der Wandwärmeübergang (nach Woschni) berücksichtigt, als auch auf einem anderen Polynomansatz basierende kalorische Stoffwerte verwendet.

Die Berücksichtigung des Wandwärmeübergangs führt zu einem niedrigeren Wert für die Führungsgröße Zylindertemperatur zum Zeitpunkt  $ABHE+4^{\circ}KW$ . Wenn dieser Wert vom Regler für die Vorverbrennung eingestellt wird und die Messdaten nachfolgend wieder mit der thermodynamischen Analyse ausgewertet werden, ergibt sich eine bleibende Abweichung. Für zukünftige Untersuchungen ist es daher wesentlich, dass die Verfahren zur Bestimmung der Führungsgröße und zur Bestimmung der Zylindertemperatur im Motorbetrieb genau aufeinander abgestimmt sind.

Die zeitlichen Verläufe der Regelgrößen Zylindertemperatur und zeitliche Lage der maximale Brennrates der Vorverbrennung (Abb. 5-13, Abb. 5-14) zeigen die Auflösung des Verfahrens und das Erreichen des Sollwerts nach ungefähr 60 Sekunden.

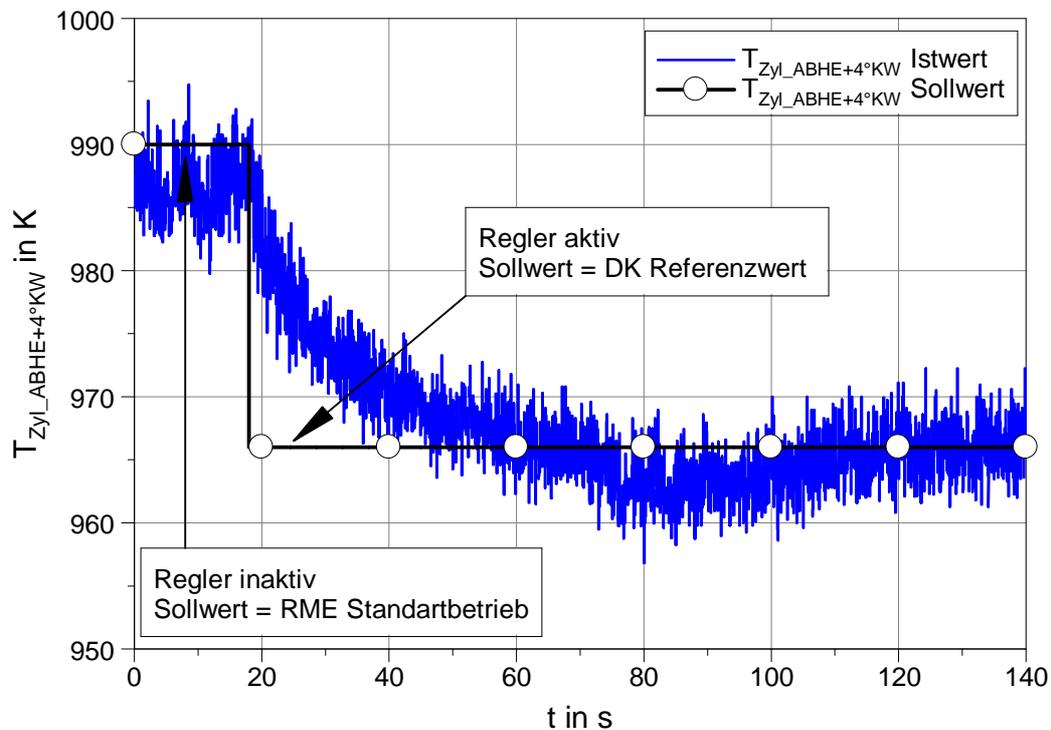


Abb. 5-13: Zeitlicher Verlauf der Zylindertemperatur zum Zeitpunkt der Haupteinspritzung +4°KW bei Regeleingriff zur Kompensation des Einflusses von RME in BP5 ( $n_M=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=10\text{bar}$ ,  $VSP=377^\circ\text{KW}$ ), angelehnt an [8]

Aus der Abbildung zur Zylindertemperatur wird deutlich, dass die Auflösung dieser Regelgröße sehr hoch ist und diese keine wesentlichen Ausreißer zeigt. Die Regelgröße eignet sich daher ausgesprochen gut für die gewählte Aufgabenstellung.

Die Auflösung der zeitlichen Lage der maximalen Brennrates der Vorverbrennung ist dem gegenüber relativ gering. Mit einer Auflösung von  $0,5^\circ\text{KW}$  wird die Gleichstellung der Brennverfahren gerade so erreicht. Zudem zeigen sich aufgrund der geringen Auflösung einzelne Ausreißer, die die Stabilität einer Regelung beeinträchtigen können. Eine feinere Auflösung dieser Regelgröße wäre daher wünschenswert, auch wenn die erreichte Güte für die gewählte Aufgabenstellung ausreicht. Hierzu müsste das Zylinderdrucksignal letztlich mit einer höheren Auflösung abgetastet werden.

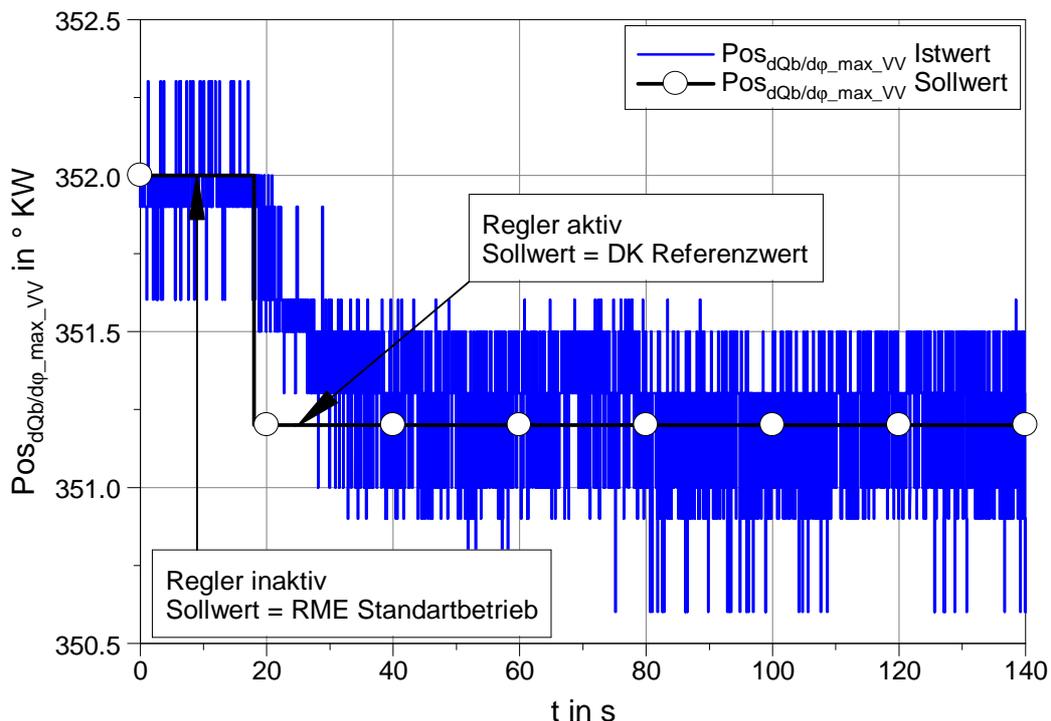


Abb. 5-14: Zeitlicher Verlauf der maximalen Wärmefreisetzung während der Vorverbrennung bei Regeleingriff zur Kompensation des Einflusses von RME in BP5 ( $n_M=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=10\text{bar}$ ,  $VSP=377^\circ\text{KW}$ ), angelehnt an [8]

In Tab. 5-1 auf der nächsten Seite sind die Emissionen, der maximale Druckgradient, der Kraftstoffverbrauch und die Sollwerte für den Regler der Vorverbrennung dargestellt. Am maximalen Druckgradienten wird der Erfolg der entwickelten Reglerstrategie deutlich. Während ohne Regelung der Vorverbrennung dieser Druckgradient beim Betrieb mit RME 4,1 bar/°KW beträgt, ist eine Reduktion auf 3,0 bar/°KW beim Aktivieren der Regelung der Vorverbrennung möglich. Aufgrund des direkten Einflusses des Sauerstoffgehalts wird auch nach der Gleichstellung der Brennverfahren deutlich weniger Ruß als beim Betrieb mit Dieselkraftstoff ausgestoßen.

			Ohne VV-Regelung	Mit VV-Regelung
Kraftstoff	-	DK	RME	RME
Spritzpause	°KW	16,0	16,0	17,5
$T_{Zyl\_ABHE+4^{\circ}KW}$	K	968	986	958
$Pos_{dQb/d\phi\_max\_VV}$	°KW	351,0	351,6	350,6
$(dp/dj)_{max}$	bar/°KW	3,2	4,1	3,0
Ruß	g/kWh	0,06	0,02	0,02
NO <sub>x</sub>	g/kWh	0,4	0,34	0,35
HC	g/kWh	0,31	0,28	0,28
CO	g/kWh	1,34	1,34	1,41
b <sub>i</sub>	MJ/kWh	8,0	7,9	7,9

*Tab. 5-1: Schadstoffemissionen, Verbrauch und maximaler Druckgradient bei Motorbetrieb in BP5 ( $n_M=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=10\text{bar}$ ,  $VSP=377^{\circ}KW$ ) mit und ohne Regelung der Vorverbrennung jeweils mit RME*

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der hier vorgestellten Arbeit wurden umfangreiche Versuche mit nicht-normgerechten Kraftstoffen unterschiedlicher Cetanzahl und unterschiedlicher Verdampfungseigenschaften durchgeführt. Die Ergebnisse der Versuche bestätigen den aus der Literatur bekannten direkten Einfluss von Aromaten- und Sauerstoffgehalt im Kraftstoff auf die Rußemission. Ein höherer Aromatengehalt führt zu höheren Rußemissionen, während ein höherer Sauerstoffgehalt zu geringeren Rußemissionen führt.

Weiter konnte gezeigt werden, dass neben der Cetanzahl auch die Verdampfungseigenschaften der Kraftstoffe einen deutlichen Einfluss auf die Wärmefreisetzung im Dieselmotor und somit indirekt auf die Schadstoff- und Geräuschemissionen haben. Insbesondere die Verbrennung des Kraftstoffs aus der Voreinspritzung hat sich als empfindlich gegenüber einer vom Referenzzustand abweichenden Siedelinie des Kraftstoffs gezeigt. Für eine Siedelinie mit niedrigeren Temperaturen wird eine schnellere Verdampfung und Verteilung des Kraftstoffs und somit ein lokales Abmagern des Luft-Kraftstoffgemischs in der Nähe der Einspritzdüse verursacht. Dieses lokal abgemagerte Gemisch wird durch die Kompression nicht mehr entzündet und die Vorverbrennung bleibt aus. Für eine Siedelinie mit höheren Temperaturen konnte eine vergrößerte Wärmefreisetzung der Voreinspritzmenge beobachtet werden.

Die angestrebte Gleichstellung des Brennverfahrens bei Motorbetrieb mit nicht-normgerechten Kraftstoffen kann nur erreicht werden, wenn sowohl die Wärmefreisetzung der Vorverbrennung, als auch die Wärmefreisetzung der Hauptverbrennung berücksichtigt werden. Während für Last und Verbrennungsschwerpunkt der gesamten Verbrennung bereits zylinderdruckbasierte Regelkreise zur Verfügung stehen, wird die Wärmefreisetzung der Vorverbrennung bisher nicht gesondert betrachtet. Da die Konditionierung der Zylinderladung aber häufig über das Brennverfahren entscheidet, ist das Gleichstellen der Vorverbrennung für eine Gleichstellung des gesamten Brennverfahrens zwingend erforderlich. Für ein geringes Verbrennungsgeräusch sind sowohl die umge-

setzte Wärme als auch die Lage der Wärmefreisetzung aus der Vorverbrennung relevant.

In dieser Arbeit wurde daher eine Regelstrategie aufgezeigt, die die Vorverbrennung unter Berücksichtigung möglichst vieler Störgrößen gleichstellt. Hierbei wurden neben Störgrößen aufgrund abweichender Kraftstoffeigenschaften die folgenden häufig auftretenden Störgrößen berücksichtigt:

- Änderungen der Ansaugtemperatur
- Belagsbildung an den Injektoren
- Serienstreuung zwischen den Injektoren

Die entwickelte Regelstrategie besteht aus zwei gesonderten Regelkreisen, für Wärmefreisetzung und Lage der Vorverbrennung, wobei die Zylindertemperatur zum Zeitpunkt des Ansteuerbeginns der Haupteinspritzung plus 4 °KW und die zeitliche Lage der maximalen Umsatzrate der Vorverbrennung als Regelgrößen verwendet wurden. Da das Systemverhalten eine Kopplung zwischen Wärmefreisetzung und Lage der Vorverbrennung aufweist, sind die Regelkreise mit einem Kopplungsglied versehen. Weiter sind sie, wie üblich, mit einem Kompensationsglied für einen abweichenden Einspritzdruck ausgestattet. Zusätzlich sind beide Regelkreise mit einer Vorsteuerung versehen, die einen dynamischen Motorbetrieb ermöglicht.

Der Funktionsnachweis der entwickelten Regelung der Vorverbrennung wurde anhand von Versuchen mit RME erbracht. Bei den Versuchen mit aktivierter Regelung der Vorverbrennung konnte das durch die intensivierete Vorverbrennung von RME erhöhte Verbrennungsgeräusch, dargestellt am Zylinderdruckgradienten, von 4 bar/°KW auf 3 bar/°KW reduziert und somit das Geräuschniveau des Referenzkraftstoffs erreicht werden. Die vorgestellte Regelstrategie ist somit nachgewiesenermaßen in der Lage, den indirekten Einfluss der nicht-normgerechten Kraftstoffeigenschaften von RME zu kompensieren und eine Gleichstellung des Brennverfahrens mit dem des Dieselmotors zu erreichen. Aufgrund der Ergebnisse aus manuell durchgeführten Versuchen zu den anderen Versuchskraftstoffen ist eine erfolgreiche Regelung auch für Kraftstoffe mit niedrigerer Siedelinie zu erwarten.

Die vorgestellte Regelstrategie führt somit zu einem definierten und sicheren Motorbetrieb bei unterschiedlichen Kraftstoffeigenschaften, wie sie auch bei zukünftigen Kraftstoffen auftreten könnten, einer deutlichen Vereinfachung bei der Fertigung von Injektoren und einem geringeren Aufwand bei der Applikation von Motoren. Aufgrund des ausgeprägten Einflusses der Vorverbrennung auf das Brennverfahren, wie zum Beispiel der Übergang in ein teilhomogenes Brennver-

fahren bei ausbleibender Wärmefreisetzung der Vorverbrennung, stellt die Detektion und Kompensation der Vorverbrennung eine zwingend notwendige Erweiterung für ein zylinderdruckbasiertes Motormanagement dar. Die Regelung von Verbrennungsschwerpunkt und Last der Gesamtverbrennung allein reicht für eine zufriedenstellende Störgrößenkompensation nicht aus.

Da der Einfluss der Cetanzahl mit dem vorgestellten Verfahren nicht gänzlich kompensiert werden kann, sollte in Zukunft eine stabile Routine zur Detektion des Zündverzugs der Hauptverbrennung entwickelt werden. Diese muss im realen Motorbetrieb eine verlässliche und stetige Aussage treffen können, damit sie als Regelgröße auch geeignet ist. Da die Verfahren zur Bestimmung des Zündverzugs aus dem Zylinderdrucksignal keine ausreichende Stabilität gezeigt haben, müssten hierzu entweder ein Nadelhub- oder ein Einspritzleitungsdrucksignal in hoher Signalqualität und Bandbreite im Motorsteuergerät zur Verfügung stehen.



## Abbildungsverzeichnis

Abb. 2-1: Variation der Voreinspritzstrategie zur Reduktion der Partikelemission [32] .....	22
Abb. 2-2: Möglichkeiten und Grenzen des PCCI-Brennverfahrens [32] .....	23
Abb. 2-3: Allgemeine Reglerstruktur mit Vorsteuerung und Messstrecke .....	26
Abb. 2-4: Struktur eines PID-Reglers .....	27
Abb. 2-5: Mögliche Reglerstruktur eines zylinderdruckbasierten Motormanagements zur Regelung von Verbrennungsschwerpunkt und Last.....	34
Abb. 2-6: Benzolring.....	37
Abb. 2-7: Definition von Größen der Einspritzsteuerung und zur Beurteilung des Konditionierungserfolgs.....	44
Abb. 3-1: Vorderansicht des Einzylinder-Forschungsmotors in der Prüfstandszelle .....	48
Abb. 3-2: Schnitt des Zylinderkopfs mit Indizierzugang 1 .....	50
Abb. 3-3: Schnitt des Zylinderkopfs mit Indizierzugang 2 .....	51
Abb. 4-1: Brennverlauf bei BP1 ( $n_M=1650 \text{ min}^{-1}$ , $p_{mi\_HD}=4,8 \text{ bar}$ , $VSP=373^\circ\text{KW}$ , AGR=30%) ohne angepasste Ansteuerzeiten bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen .....	62
Abb. 4-2: Zylindertemperaturverlauf für BP1 ( $n_M=1650 \text{ min}^{-1}$ , $p_{mi\_HD}=4,8 \text{ bar}$ , $VSP=373^\circ\text{KW}$ , AGR=30%) ohne angepasste Ansteuerzeiten bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen .....	63
Abb. 4-3: Zylinderdruckgradient für BP1 ( $n_M=1650 \text{ min}^{-1}$ , $p_{mi\_HD}=4,8 \text{ bar}$ , $VSP=373^\circ\text{KW}$ , AGR=30%) ohne angepasste Ansteuerzeiten bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen .....	63
Abb. 4-4: Rohemissionen und Verbrennungsgeräusch für BP1 ( $n_M=1650 \text{ min}^{-1}$ , $p_{mi\_HD}=4,8 \text{ bar}$ , $VSP=363-383^\circ\text{KW}$ ) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen und jeweils angepassten Ansteuerzeiten.....	64
Abb. 4-5: Motorbetriebsgrößen für BP1 ( $n_M=1650 \text{ min}^{-1}$ , $p_{mi\_HD}=4,8 \text{ bar}$ , $VSP=363-383^\circ\text{KW}$ ) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen und jeweils angepassten Ansteuerzeiten .....	65
Abb. 4-6: Zylinderdruck und Zylinderdruckgradient für BP1 ( $n_M=1650 \text{ min}^{-1}$ , $p_{mi\_HD}=4,8$ bar, $VSP=363, 373, 383^\circ\text{KW}$ ) bei Motorbetrieb mit Kraftstoff C .....	66
Abb. 4-7: Brennverlauf bei BP2 ( $n_M=2350 \text{ min}^{-1}$ , $p_{mi\_HD}=15 \text{ bar}$ , $VSP=377^\circ\text{KW}$ , AGR=45%) ohne angepasste Ansteuerzeiten bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen .....	67
Abb. 4-8: Zylindertemperaturverlauf für BP2 ( $n_M=2350 \text{ min}^{-1}$ , $p_{mi\_HD}=15 \text{ bar}$ , $VSP=377^\circ\text{KW}$ , AGR=45%) ohne angepasste Ansteuerzeiten bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen .....	68
Abb. 4-9: Zylinderdruckgradient für BP2 ( $n_M=2350 \text{ min}^{-1}$ , $p_{mi\_HD}=15 \text{ bar}$ , $VSP=377^\circ\text{KW}$ , AGR=45%) ohne angepasste Ansteuerzeiten bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen .....	69
Abb. 4-10: Zylinderdruckverlauf und Zylinderdruckgradient für BP2 ( $n_M=2350 \text{ min}^{-1}$ , $p_{mi\_HD}=15 \text{ bar}$ , $VSP=374-383^\circ\text{KW}$ , AGR=45%) bei Motorbetrieb mit RME .....	70

Abb. 4-11: Rohemissionen und Verbrennungsgeräusch für BP2 ( $n_M=2350 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=15 \text{ bar}$ ,  $VSP=375\text{-}383^\circ\text{KW}$ ,  $AGR=45\%$ ) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen und jeweils angepassten Ansteuerzeiten..... 71

Abb. 4-12: Motorbetriebsgrößen für BP2 ( $n_M=2350 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=15 \text{ bar}$ ,  $VSP=375\text{-}383^\circ\text{KW}$ ,  $AGR=45\%$ ) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen und jeweils angepassten Ansteuerzeiten ..... 72

Abb. 4-13: Injektorstrom für BP3 ( $n_M=4000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=20 \text{ bar}$ ,  $VSP=377^\circ\text{KW}$ ) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen und jeweils angepassten Einspritzzeiten ..... 73

Abb. 4-14: Zylinderdruckverlauf für ( $n_M=4000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=20 \text{ bar}$ ,  $VSP=377^\circ\text{KW}$ ) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen und jeweils angepassten Einspritzzeiten ..... 74

Abb. 4-15: Brennverlauf für BP3 ( $n_M=4000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=20 \text{ bar}$ ,  $VSP=377^\circ\text{KW}$ ) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen und jeweils angepassten Einspritzzeiten ..... 75

Abb. 4-16: Zylinderdruckgradient für BP3 ( $n_M=4000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=20 \text{ bar}$ ,  $VSP=377^\circ\text{KW}$ ) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen und jeweils angepassten Einspritzzeiten ..... 75

Abb. 4-17: Rohemissionen und Verbrennungsgeräusch für BP3 ( $n_M=4000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=18 \text{ bar}$ ,  $VSP=377\text{-}393^\circ\text{KW}$ ) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen und jeweils angepassten Einspritzzeiten ..... 76

Abb. 4-18: Motorbetriebsgrößen für BP3 ( $n_M=4000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=18 \text{ bar}$ ,  $VSP=377\text{-}393^\circ\text{KW}$ ) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen und jeweils angepassten Einspritzzeiten ..... 77

Abb. 5-1: Analyse der thermodynamischen Einflussgrößen auf den Druck- und den Temperaturverlauf im Zylinder..... 85

Abb. 5-2: Systemidentifikation möglicher Führungsgrößen für BP4 ( $n_M=1650 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=$ ,  $VSP=373^\circ\text{KW}$ , Dieselkraftstoff) bei einer Variation des Spritzabstands..... 92

Abb. 5-3: Abgasemissionen und spezifischer Kraftstoffverbrauch für BP4 ( $n_M=1650 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=$ ,  $VSP=373^\circ\text{KW}$ , Dieselkraftstoff) bei einer Variation des Spritzabstands..... 94

Abb. 5-4: Zeitlich aufgelöster Verlauf möglicher Führungsgrößen und der Injektorstrom für die Betriebspunkte 4 A, B, C ( $n_M=1650 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=$ ,  $VSP=373^\circ\text{KW}$ , Dieselkraftstoff)..... 95

Abb. 5-5: Systemidentifikation möglicher Führungsgrößen für BP5 ( $n_M=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=10\text{bar}$ ,  $VSP=377^\circ\text{KW}$ , Dieselkraftstoff) bei einer Variation des Spritzabstands..... 96

Abb. 5-6: Abgasemissionen und spezifischer Kraftstoffverbrauch für BP5 ( $n_M=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=10\text{bar}$ ,  $VSP=377^\circ\text{KW}$ , Dieselkraftstoff) bei einer Variation des Spritzabstands..... 97

Abb. 5-7: Zeitlich aufgelöster Verlauf möglicher Führungsgrößen und der Injektorstrom für die Betriebspunkte 5 D, E, F ( $n_M=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=10\text{bar}$ ,  $VSP=377^\circ\text{KW}$ , Dieselkraftstoff)..... 98

Abb. 5-8: Zylinderdruck und Zylinderdruckgradient für BP2 ( $n_M=2350 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi\_HD}=15 \text{ bar}$ ,  $VSP \text{ ca. } 377^\circ\text{KW}$ ,  $AGR=45\%$ ) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen jeweils mit und ohne Anpassung der Voreinspritztimings..... 99

Abb. 5-9: Korrosion am Ventilkolbenkörper (links) und an der Ventilkolbenspitze (rechts) des Injektors nach längerem Betrieb mit Versuchskraftstoff B..... 100

---

Abb. 5-10: Emissionen, Verbrennungsgeräusch und maximaler Druckgradient für BP2 ( $n_M=2350 \text{ min}^{-1}$ , $p_{mi\_HD}=15 \text{ bar}$ , VSP ca. $377^\circ\text{KW}$ , AGR=45%) bei Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen jeweils mit und ohne Anpassung der Voreinspritztimings .....	101
Abb. 5-11: Reglerstruktur zur Regelung der Vorverbrennung unter Berücksichtigung von Vorsteuerung und Störgrößen .....	105
Abb. 5-12: Zylindertemperaturverlauf, Ansteuerzeiten, Brennverlauf und Durchbrennfunktion für die Gleichstellung des Brennverfahrens beim Betrieb mit Dieselmotorkraftstoff und RME in BP5 ( $n_M=2000\text{min}^{-1}$ , $p_{mi\_HD}=10\text{bar}$ , VSP= $377^\circ\text{KW}$ ) .....	106
Abb. 5-13: Zeitlicher Verlauf der Zylindertemperatur zum Zeitpunkt der Haupteinspritzung +4°KW bei Regeleingriff zur Kompensation des Einflusses von RME in BP5 ( $n_M=2000\text{min}^{-1}$ , $p_{mi\_HD}=10\text{bar}$ , VSP= $377^\circ\text{KW}$ ), angelehnt an [8] .....	108
Abb. 5-14: Zeitlicher Verlauf der maximalen Wärmefreisetzung während der Vorverbrennung bei Regeleingriff zur Kompensation des Einflusses von RME in BP5 ( $n_M=2000\text{min}^{-1}$ , $p_{mi\_HD}=10\text{bar}$ , VSP= $377^\circ\text{KW}$ ), angelehnt an [8].....	109



## Tabellenverzeichnis

Tab. 3-1: Geometrische Größen und Eigenschaften des verwendeten Einzylindermotors und des Einspritzsystems.....	52
Tab. 3-2: Kraftstoffeigenschaften der Versuchskraftstoffe für den ersten Versuchsabschnitt .....	55
Tab. 3-3: Betriebspunkte zur Analyse der Auswirkungen der Kraftstoffeigenschaften auf die Motorbetriebswerte und die Abgasemission des Versuchsmotors.....	56
Tab. 3-4: Betriebspunkte für den zweiten Versuchsabschnitt.....	58
Tab. 5-1: Schadstoffemissionen, Verbrauch und maximaler Druckgradient bei Motorbetrieb in BP5 ( $n_M=2000\text{min}^{-1}$ , $p_{mi\_HD}=10\text{bar}$ , $VSP=377^\circ\text{KW}$ ) mit und ohne Regelung der Vorverbrennung jeweils mit RME .....	110



## Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Beschreibung
$\varphi$	$^{\circ}\text{KW}$	Kurbelwinkel
$\varepsilon$	-	Verdichtungsverhältnis
$\lambda_v$	-	Verbrennungsluftverhältnis
$\tau_{ZV\_HE}$	ms	Zündverzug der Haupteinspritzung
$\tau_{ZV\_VE}$	ms	Zündverzug der Voreinspritzung
AGR	%	Abgasrückführrate
$b_i$	MJ/kWh	Indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch in Megajoule pro Kilowattstunde
CO	g/kWh	Kohlenmonoxidemission
CO <sub>2</sub>	g/kWh	Kohlendioxidemission
$(dp/d\varphi)_{\max}$	bar/ $^{\circ}\text{KW}$	Maximaler Druckgradient im Zylinder
$dQ_b/d\varphi$	J/ $^{\circ}\text{KW}$	Brennrate
HC	g/kWh	Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe
$H_u$	MJ/kg	Heizwert
$I_{inj}$	A	Injektorstrom
$m_{PI}$	mg	Masse der Piloteinspritzung
$n_M$	min <sup>-1</sup>	Motordrehzahl
Noise (AVL)	dB(A)	Verbrennungsgeräusch nach AVL Noisemeter
NO <sub>x</sub>	g/kWh	Stickoxidemission
$p_{vE}$	bar	Druck vor Einlassventil des Motors
$p_{mi\_HD}$	bar	Indizierter Mitteldruck der Hochdruckschleife
$Pos_{dQ_b/d\varphi\_max\_VV}$	$^{\circ}\text{KW}$	Lage der maximalen Umsatzrate der Vorverbrennung
$p_{Rail}$	bar	Einspritzdruck
$p_{Zyl}$	bar	Zylinderdruck
$p_{Zyl\_max}$	bar	Maximaler Zylinderdruck
$Q_b$	J	Freigesetzte Wärme der gesamten Verbrennung
$Q_{b\_VV}$	J	Freigesetzte Wärme der Vorverbrennung
Ruß	g/kWh	Rußemission

<b>Zeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Beschreibung</b>
SA	°KW	Spritzabstand
SP	°KW	Spritzpause
T <sub>5%</sub>	°C	Siedebeginn
T <sub>50%</sub>	°C	Siedemittelpunkt
T <sub>90%</sub>	°C	Siedeende
T <sub>vE</sub>	°C	Temperatur vor Einlassventil
T <sub>Zyl</sub>	K	Zylindertemperatur
VSP	°KW	Verbrennungsschwerpunkt
VSP <sub>VV</sub>	°KW	Verbrennungsschwerpunkt der Vor- verbrennung

## Abkürzungen

Zeichen	Beschreibung
AGR	Abgasrückführung
BP1...BP5	Betriebspunkt 1 bis Betriebspunkt 5
C	Kohlenstoff
CO	Kohlenmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
CZ	Cetanzahl
DoE	Design of Experiments
G	Stellgröße
G <sub>p</sub>	Störgröße
H	Wasserstoff
HC	Kohlenwasserstoffe
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition; Homogenes Dieselmotorenverfahren
HV	Hauptverbrennung
IMA	Injektor-Mengen-Abgleich
K	Regler
k <sub>d</sub>	Verstärkungsfaktor Differentialanteil
k <sub>i</sub>	Verstärkungsfaktor Integralanteil
k <sub>p</sub>	Verstärkungsfaktor Produktanteil
M	Messglied
MMA	Mengenmittelwertadaption
NMK	Nullmengenkalibration
O	Sauerstoff
OBD	On-Board-Diagnose
P	Strecke
PCCI	Premixed Charge Compression Ignition; Teilhomogenes Dieselmotorenverfahren
Pkw	Personenkraftwagen
r	Messrauschen
RME	Rapsmethylester
SA	Spritzabstand
SP	Spritzpause
u	Stellgröße
VE	Voreinspritzung
VSP	Verbrennungsschwerpunkt

<b>Zeichen</b>	<b>Beschreibung</b>
VV	Vorverbrennung
w	Führungsgröße
y	Regelgröße

## Literaturverzeichnis

- [1] B. van Wijngaarden, "*A Numerical Study on HCCI Combustion of PRF Mixtures compared with PCCI Experiments*", Master Thesis, TU Eindhoven, Eindhoven, 2008
- [2] J. Fritzsche, "*Brennverfahrenspotential alternativer Kraftstoffe für Pkw-Dieselmotoren mit direkter Kraftstoffeinspritzung*", Diplomarbeit, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, TU Berlin, Berlin, 2009
- [3] R. Pohlke, "*Bestimmung der tatsächlichen Cetanzahl über Zündverzugs-Betrachtungen an einem direkteinspritzenden Einzylinder-Forschungsmotor in teilhomogenem Dieselmotorbetrieb*", Diplomarbeit, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, TU Berlin, Berlin, 2009
- [4] M. N. Schraven, "*Detektion des Einflusses abweichender Kraftstoffeigenschaften auf dieselmotorische Brennverfahren und Ableitung geeigneter Kompensationsmaßnahmen*", Studienarbeit, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, TU Berlin, Berlin, 2009
- [5] P. Funk, "*Vergleich des Einflusses unterschiedlicher Kraftstoffe auf die Brennverfahren von Pkw- und Nfz-Dieselmotoren*", Studienarbeit, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, TU Berlin, Berlin, 2009
- [6] A. Lasch, "*Bewertung des Potentials alternativer Kraftstoffe bei der Umsetzung homogener und teilhomogener Diesel-Brennverfahren*", Diplomarbeit, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, TU Berlin, Berlin, 2010
- [7] G. Zubke, "*Online-Detektion der Verbrennung der Voreinspritzmenge über Thermodynamische Analyse*", Studienarbeit, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, TU Berlin, Berlin, 2010
- [8] G. Zubke, "*Detektion und Kompensation abweichender Voreinspritzungsverbrennung aufgrund variabler Kraftstoffeigenschaften*", Diplomarbeit, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, TU Berlin, Berlin, 2011
- [9] T. Dunger, "*Detektion und Kompensation erhöhten Verbrennungsgeräuschs von Dieselmotoren aufgrund abweichender Verdampfung und Entflammung der Voreinspritzmenge alternativer Kraftstoffe*", Diplomarbeit, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, TU Berlin, Berlin, 2010
- [10] I. Akdemir, "*Experimentelle Bestimmung und Bewertung des Emissionsverhaltens alternativer Kraftstoffe bei Euro-6 Diesel-Brennverfahren*", Diplomarbeit, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, TU Berlin, Berlin, 2010
- [11] A. Aparicio Ruiz, "*Validation of Fuel Property Effects on Homogeneous and Conventional Diesel Combustion*", Diplomarbeit, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Madrid, 2011

- [12] M. Bauer, "*Rußminderungspotential oxygenierter Kraftstoffe in teilhomogenem und heterogenem Dieselmotorbetrieb*", Studienarbeit, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, TU Berlin, Berlin, 2010
- [13] B. Wollschläger, "*Untersuchung des Einflusses der Voreinspritzverbrennung auf den Gaszustand zum Zeitpunkt der Haupteinspritzung*", Bachelorarbeit, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, TU Berlin, Berlin, 2010
- [14] OECD/ITF, "*Reducing Transport Greenhouse Gas Emissions: Trends & Data 2010*", Tagungsband zu International Transport Forum, Leipzig, 2010.
- [15] IEA, "*CO2 Emissions from Fuel Combustion*", International Energy Agency, Paris, 2009
- [16] d. Ü. IPCC, "*Klimaänderung 2007: Zusammenfassung für politische Entscheidungsträger*", 2007
- [17] J. B. Smith, S. H. Schneider, M. Oppenheimer, *et al.*, "*Assessing dangerous climate change through an update of the Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) 'reasons for concern'*", PNAS 2009 vol. 106 no. 11, Seiten: 4133-4137
- [18] I. Allison, R. A. Bindoff, P. M. Bindschadler, *et al.*, "*The Copenhagen Diagnosis - Updating the World on the Latest Climate Science*", The University of New South Wales Climate Change Research Centre (CCRC), Sydney, 2009
- [19] P. T. Doran und M. Kendall Zimmermann, "*Examining the Scientific Consensus on Climate Change*", EOS 2009 vol. 90 no. 3, Seiten:
- [20] A. Vikas, "*Individual Mobility 2020*", Präsentation, Seminar für Kraftfahrzeug- und Motortechnik, TU Berlin, 2009.
- [21] A. Janssen, M. Jakob, M. Müther, *et al.*, "*Massgeschneiderte Kraftstoffe aus Biomasse - Potenzial biogener Kraftstoffe zur Emissionsreduktion*", Motortechnische Zeitschrift MTZ 71(2010)12, Seiten: 922-928
- [22] E. Dinjus und N. Dahmen, "*Das Bioliq-Verfahren - Konzept, Technologie und Stand der Entwicklung*", Motortechnische Zeitschrift MTZ 71(2010)12, Seiten: 864-868
- [23] H. Konitzer, G. Scheuch und J. Wehrmeister, "*FEE - Fahrzeugtechnik EWG/ECE*", Kirschbaum Verlag, 2011
- [24] N.N., "*California Air Resources Board (CARB), Section 1968.2, Section 1968.5: OBD II Regulations and Rulemaking*", Office of Administrative Law, California, USA,
- [25] J. B. Heywood, "*Internal Combustion Engine Fundamentals*", McGraw-Hill Book Company, New York, 1988
- [26] K. Mollenhauer und H. Tschöke, "*Handbuch Dieselmotoren*", 3. Auflage, Springer, Berlin Heidelberg New York, 2007
- [27] G. Hack und I. Langkabel, "*Turbo- und Kompressormotoren*", Motorbuch Verlag, Stuttgart, 1999
- [28] L. Flückiger, S. Tafel und P. Spring, "*Hochaufladung mit Druckwellenlader für Ottomotoren*", Motortechnische Zeitschrift (MTZ) 67(2006)12, Seiten:

- 
- [29] H.-H. Braess und U. Seiffert, "*Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*", Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden, 2001
- [30] G. Figer, G. Pirker, A. Wimmer, *et al.*, "*Analyse von HCCI-Brennverfahren beim direkt-einspritzenden Dieselmotor*", Tagungsband zu 9. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors", Graz, 2003, Seiten: 275-289.
- [31] M. Muether, A. Kolbeck, M. Lamping, *et al.*, "*Advanced Combustion for Low Emissions and High Efficiency Part 1: Impact of Engine Hardware on HCCI Combustion*", SAE Paper 2008-01-2405
- [32] F. Ramsperger, H. Pucher, M. Brauer, *et al.*, "*Die Zukunft des Dieselmotors: Schafft HCCI die schadstoffarme Verbrennung*", Tagungsband zu DVWG-Jahrestagung 2008 / 7. Europäischer Verkehrskongress, Berlin, 2008, Seiten: 236-243.
- [33] M. Brauer, "*Schadstoffverhalten und Lastgrenze der vorgemischten Dieselerverbrennung*", Shaker Verlag, Aachen, 2011
- [34] K. Inagaki, T. Foyuto, K. Nishikawa, *et al.*, "*Dual-fuel PCI combustion controlled by in-cylinder stratification of ignitability*", SAE Paper 2006-01-0028
- [35] A. Sommer, H. Puschmann, H. Pohland v. Schloß, *et al.*, "*Potential der Kalte-Flammen-Technologie zur Darstellung der vorgemischten, homogenen Verbrennung in einem Dieselmotor*", Motortechnische Zeitschrift MTZ 67(2006)4, Seiten: 282-289
- [36] R. F. Cracknell, D. J. Rickeard, J. Ariztegui, *et al.*, "*Advanced Combustion for Low Emissions and High Efficiency Part 2: Impact of Fuel Properties on HCCI Combustion*", SAE Paper 2008-01-2404
- [37] F. Ramsperger, H. Pucher, H. Puschmann, *et al.*, "*Emission and Ignition Effects of Alternative Fuels at Conventional and Premixed Diesel Combustion*", SAE International Journal of Fuels and Lubricants 2010 vol. 3 no. 1, Seiten: 435-451
- [38] S. Haiyun, S. Mosbach, M. Kraft, *et al.*, "*Two-Stage Fuel Direct Injection in a Diesel-Fuelled HCCI Engine*", SAE Paper 2007-01-1880
- [39] E. M. Unger, A. Fuerhapter, K. Neunteufl, *et al.*, "*Homogene Selbstzündung - eine neue Herausforderung an das Motormanagement*", Tagungsband zu 4. Symposium Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen, Berlin, 2003.
- [40] H. Bandemer und A. Bellmann, "*Statistische Versuchsplanung*", 4. Auflage, Teubner, Leipzig, 1994
- [41] K. Röpke (Herausgeber), Tagungsband zu Design of Experiments (DoE) in der Motorenentwicklung I, Berlin, 2003.
- [42] K. Röpke (Herausgeber), Tagungsband zu Design of Experiments in der Motorenentwicklung II, Berlin, 2005.
- [43] K. Röpke (Herausgeber), Tagungsband zu Design of Experiments (DoE) in der Motorenentwicklung III, Berlin, 2007.

- [44] A. Mitterer, "*Optimierung vielparametrischer Systeme in der Kfz-Antriebsentwicklung, Statistische Versuchsplanung und Künstliche Neuronale Netze in der Steuergeräteauslegung zur Motorabstimmung*", VDI Fortschritt-Berichte, Band 434, 2000
- [45] T. Naumann, "*Wissensbasierte Optimierungsstrategien für elektronische Steuergeräte an Common-Rail-Dieselmotoren*", Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, TU Berlin, Berlin, 2002
- [46] H. Pucher und T. Naumann, "*Fuzzy-basierter Optimierungsalgorithmus zur Online-Optimierung von Common-Rail-Einspritzsystemen*", Motortechnische Zeitschrift MTZ 64(2003)9, Seiten: 736-744
- [47] H. Pucher und K. Jankov, "*Wissensbasierte Online-Prozessoptimierung aufgeladener Common-Rail-Dieselmotoren*", Tagungsband zu 6. Internationales Stuttgarter Symposium Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren, Stuttgart, 2005, Seiten: 140-155.
- [48] H. Pucher, F.-L. Krause, M. Bauer, et al., "*Online-Prozessoptimierung für aufgeladene Dieselmotoren*", Motortechnische Zeitschrift MTZ 57(1996)6, Seiten: 354-360
- [49] H. Unbehauen, "*Regelungstechnik I*", Friedrich Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden, 2007
- [50] J. Lunze, "*Regelungstechnik 1*", Springer, Heidelberg, 2010
- [51] S. Skogestad und I. Postlethwaite, "*Multivariable Feedback Control*", John Wiley & Sons, Ltd, Chichester, England, 2005
- [52] S. M. Winkler, M. Hirsch, M. Affenzeller, et al., "*Virtual Sensors for Emissions of a Diesel Engine Produced by Evolutionary System Identification*", Tagungsband zu EUROCAST 2009, Las Palmas de Gran Canaria, 2009, Seiten: 657-664.
- [53] B. Winkler-Ebner, M. Hirsch und L. Del Re, "*Comparison of Virtual and Physical NOx-Sensors for Heavy Duty Diesel Engine Application*", SAE International Journal of Engines 2010 vol. 3 no. 1, Seiten: 1124-1139
- [54] C. Landgraf, "*Entwicklung und Applikation eines virtuellen Sensors zur Bestimmung der Beladung von Partikelfiltern*", Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, TU Darmstadt, Darmstadt, 2005
- [55] F. Boecking, U. Dohle, J. Hammer, et al., "*Pkw-Common-Rail-Systeme für künftige Emissionsanforderungen*", Motortechnische Zeitschrift MTZ 66(2005)7, Seiten: 662-557
- [56] A. Michalske, "*Der Beitrag elektronischer Regelungen zur Emissionsreduzierung von Dieselmotoren*", Präsentation, 2. Regelungstechnisches Kolloquium, Dortmund, 2006.
- [57] J. Jeschke, "*Konzeption und Erprobung eines zylinderdruckbasierten Motormanagements für Pkw-Dieselmotoren*", Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Magdeburg, 2002
- [58] J. Jeschke, T. Lang, J. Wendt, et al., "*Verbrennungsgeregeltes Motormanagement für direkteinspritzende Dieselmotoren*", 16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 2007.

- 
- [59] V. Held und E. Schubert, "Ansätze für ein zylinderdruckgeführtes Motormanagementsystem", 15. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 1994.
- [60] J. Hadler, F. Rudolph, R. Dorenkamp, *et al.*, "Der neue 2,0-l-TDI-Motor von Volkswagen für niedrigste Abgasgrenzwerte – Teil 1", Motortechnische Zeitschrift MTZ 69(2008)5, Seiten: 386-395
- [61] J. Hadler, F. Rudolph, R. Dorenkamp, *et al.*, "Der neue 2,0-l-TDI-Motor von Volkswagen für niedrigste Abgasgrenzwerte – Teil 2", Motortechnische Zeitschrift MTZ 69(2008)6, Seiten: 534-539
- [62] I. Friedrich, H. Pucher und C. Roesler, "Echtzeit-DVA - Grundlage der Regelung künftiger Verbrennungsmotoren", Tagungsband zu MTZ-Konferenz Motor, Stuttgart, 2006.
- [63] H. Pucher, I. Friedrich und T. Offer, "Verknüpfung von physikalischen Modellen mit DoE-Modellen zur echtzeitfähigen Motorprozess-Simulation", Tagungsband zu Design of Experiments (DOE) in der Motorenentwicklung, Berlin, 2003, Seiten: 216-230.
- [64] B. von Bismarck, H. Pucher und C. Roesler, "Gesamtprozessanalyse in Echtzeit: Modellbasierte Berechnung der Zylinderladung zur Regelung moderner Brennverfahren", Tagungsband zu Motorprozesssimulation und Aufladung II, Berlin, 2007, Seiten: 387-396.
- [65] A. Rempel, E. Stölting, O. Predelli, *et al.*, "Flexible Motorprozessregelung für neue Brennverfahren", at - Automatisierungstechnik 57(2009)1, Seiten: 14-22
- [66] D. Liebig, W. Krane, P. Ziman, *et al.*, "The Response of a Closed Loop Controlled Diesel Engine on Fuel Variation", SAE Paper 2008-2471-01
- [67] J. S. Cundiff und (Editor), "Liquid Fuels from Renewable Resources", Tagungsband zu Alternative Energy Conference, Nashville, Tennessee, 1992.
- [68] B. E. Dale (Editor), "Liquid Fuels, Lubricants and Additives from Biomass", Tagungsband zu Alternative Energy Conference, Kansas City, Missouri, 1994.
- [69] L. F. Backer, K. R. Kaufmann, G. Quick (Editors), *et al.*, "Vegetable Oil Fuels", Tagungsband zu International Conference on Plant and Vegetable Oils and Fuels, Fargo, North Dakota, 1982.
- [70] W. Plassmann und D. Hassel (Redaktion), "Neuen Kraftstoffen auf der Spur", Bundesministerium für Forschung und Technologie, Verlag TÜV Rheinland GmbH, Köln, 1974
- [71] C. Bartsch, "Synthetischer Dieselmotorkraftstoff als Weg in die Zukunft", Motortechnische Zeitschrift MTZ 65(2004)4, Seiten: 278-281
- [72] A. Jaecker-Voirol, B. Delfort, X. Montagne, *et al.*, "Glycerol derivatives for diesel fuel reformulation", SAE Paper 2005-01-2203
- [73] M.-Y. von Hohenthal, "Zwischen Acker und Labor", Motortechnische Zeitschrift MTZ 71(2010)12, Seiten: 852-859
- [74] M. Uchida und Y. Akasaka, "A Comparison of Emissions from Clean Diesel Fuels", SAE Paper 1999-01-1121

- [75] T. Koerfer, G. Lepperhoff, S. Pischinger, *et al.*, "Potential of Synthetic Fuels in Future Combustion Systems for HSDI Diesel Engines", SAE Paper 2006-01-0232
- [76] P. Schaberg, J. Botha, M. Schnell, *et al.*, "HSDI Diesel Engine Optimization for GTL Diesel Fuel", SAE Paper 2007-01-0027
- [77] H. Nanjundaswamy, M. Tatur, D. Tomazic, *et al.*, "Fuel Property Effects on Emissions and Performance of a Light-Duty Diesel Engine", SAE Paper 2009-01-0488
- [78] P. Satgé de Caro, Z. Mouloungui, G. Vaitilingom, *et al.*, "Interest of combining an additive with diesel-ethanol blends for use in diesel engines", Fuel 2001 vol. 80 no. Seiten: 565-574
- [79] C. S. Sluder, R. M. Wagner, S. A. Lewis, *et al.*, "Fuel Property Effects from High Efficiency Clean Combustion in a Diesel Engine", SAE Paper 2006-01-0080
- [80] M. Kozak, J. Merkisz, P. Bielaczyc, *et al.*, "The Influence of Synthetic Oxygenates on Euro IV Diesel Passenger Car Exhaust Emissions", SAE Paper 2007-01-0069
- [81] U. Horn, R. Egnell, A. Öivind, *et al.*, "Investigation on Differences in Engine Efficiency with Regard to Fuel Volatility and Engine Load", SAE Paper 2008-01-2385
- [82] J. Fritzsche, "Inbetriebnahme und Validierung eines Einzylinder-Experimental-motors für homogene Dieselmotoren", Studienarbeit, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, TU Berlin, Berlin, 2008
- [83] A. Kudashev, "Sicherheitsmodul für HCCI Prüfstand", Projektarbeit, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, TU Berlin, Berlin, 2008
- [84] M. Schindler, "Neustrukturierung der Prüfstandssoftware für den HCCI-Einzylinderprüfstand", Studienarbeit, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, TU Berlin, Berlin, 2009
- [85] I. Ivanov, "Aufbau einer CAN-Kommunikation zwischen Prüfstandssteuerung, Motorsteuerung und Indiziersystem", Projektarbeit, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, TU Berlin, Berlin, 2010
- [86] C. Laukemper, "Einfluss der Abgasrückführung auf das Verbrennungsluftverhältnis", Studienarbeit, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, TU Berlin, Berlin, 2009
- [87] O. Predelli, T. Kracke, W. Schmidt, *et al.*, "FI2RE - Neues Steuermodul für Piezoinjektoren", Motortechnische Zeitschrift (MTZ) 64(2004)01, Seiten: 36-42
- [88] G. Hohenberg, "Definition und Eigenschaften des thermodynamischen Verlustwinkels", Automobilindustrie 4(1978)76, Seiten: 15-20
- [89] N.N., "Smoke Value Measurements with the Filter-Paper-Method - Application Notes", AVL GmbH, 2005
- [90] N.N., "FEE Fahrzeugtechnik EWG/ECE", Kirschbaum Verlag, 2003/2002
- [91] H. D. Baehr und S. Kabelac, "Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen", Springer-Lehrbuch, Berlin Heidelberg, 2009

- 
- [92] M. Weißlau, M. Bargende, S. Haas, *et al.*, "Homogene Dieselerbrennung - Verfahren zur Emissionsreduzierung Teil1: Untersuchungen am Pkw-Dieselmotor", *Motortechnische Zeitschrift MTZ* 67(2006)10, Seiten: 798-805
- [93] S. Juttu, S. S. Thipse, N. V. Marathe, *et al.*, "Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI): A New Concept for Near-Zero NO<sub>x</sub> and Particulate Matter (PM) From Diesel Engine Combustion", SAE Paper 2007-26-020
- [94] C. J. Mueller, L. M. Pickett, D. L. Siebers, *et al.*, "Effects of Oxygenates on Soot Processes in DI Diesel Engines: Experiments and Numerical Simulations", SAE Paper 2003-01-1791
- [95] G. Kalghatgi, P. Risberg und H.-E. Angström, "Advantages of fuels with high resistance to auto-ignition in late injection, low-temperature, compression ignition combustion", JSAE 2006-01-3385
- [96] N. Steinbach, H. Harndorf, F. Weberbauer, *et al.*, "Motorisches Potenzial von synthetischen Dieselmotoren", *Motortechnische Zeitschrift MTZ* 67(2006)02, Seiten: 96-102
- [97] T. Furuhashi, M. Arai, M. Yaga, *et al.*, "Effect of Fuel Properties on Diesel PM Components", SAE Paper 2007-01-1941
- [98] E. Trapel und P. Roth, "Schadstoffreduzierung eines Dieselmotors mit Direkteinspritzung durch den Einsatz von Fettsäure-Methylester", *Motortechnische Zeitschrift MTZ* 65(2004)12, Seiten: 1020-1025
- [99] T. C. Zannis, D. T. Hountalas und D. A. Kouremenos, "Experimental Investigation to Specify the Effect of Oxygenated Additive Content and Type on DI Diesel Engine Performance and Emissions", SAE Paper 2004-01-0097
- [100] M. J. Murphy, "Oxygenate Compatibility with Diesel Fuels", SAE Paper 2002-01-2848
- [101] C. J. Mueller und G. C. Martin, "Effects of Oxygenated Compounds on Combustion and Soot Evolution in an DI Diesel Engine: Broadband Natural Luminosity Imaging", SAE Paper 2002-01-1631
- [102] A. S. E. Cheng, R. W. Dibble und B. A. Buchholz, "The Effect of Oxygenates on Diesel Engine Particulate Matter", SAE Paper 2002-01-1705
- [103] L. I. Yeh, D. J. Rieckard, J. L. C. Duff, *et al.*, "Oxygenates: An Evaluation of their Effects on Diesel Emissions", SAE Paper 2001-01-2019
- [104] Y. Kwon, N. Mann, D. J. Rieckard, *et al.*, "Fuel Effects on Diesel Emissions - A New Understanding", SAE Paper 2001-01-3522
- [105] M. Stoner und T. Litzinger, "Effects of Structure and Boiling Point of Oxygenated Blending Compounds in Reducing Diesel Emissions", SAE Paper 1999-01-1475
- [106] W. Lange und G. Woschni, "Thermodynamische Auswertung von Indikator-Diagrammen, elektronisch gerechnet", *Motortechnische Zeitschrift MTZ* 25(1964)7, Seiten: 284-289
- [107] G. Hohenberg, "Experimentelle Erfassung der Wandwärme von Kolbenmotoren", Habilitationsschrift, Technische Universität Graz, Graz, 1980
-

- [108] M. Bargende, *"Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren"*, Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, TU Darmstadt, Darmstadt, 1991
- [109] E. Justi, *"Spezifische Wärme, Enthalpie, Entropie und Dissoziation technischer Gase"*, Springer Verlag, Berlin, 1938
- [110] B. J. McBride, M. J. Zehe und S. Gordon, *"NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species"*, National Technical Information Service, Springfield, USA, 2002
- [111] O. Predelli, R. Gratzke, R. Marohn, et al., *"Kontinuierliche Einspritzverlaufsformung in Pkw-Dieselmotoren - Potenziale, Grenzen und Realisierungschancen"*, Tagungsband zu 31. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2010.
- [112] H. J. Laumen, T. Körfer, M. Lamping, et al., *"Flexible Einspritzverlaufsformung - Auch bei PKW-Dieselmotoren ein wirkungsvolles Mittel zur Reduzierung von Verbrauch und Schadstoffemission?"*, Tagungsband zu 5. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung, Berlin, 2006.
- [113] M. Brauer, T. Gargiso, H. Beier, et al., *"Experimentelle und analytische Vorgehensweise bei der Untersuchung der Einspritzratenverlaufsformung mit dem IAV-TwinCR Forschungseinspritzsystem"*, Tagungsband zu 5. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung, Berlin, 2006.
- [114] G. P. Merker und T. Delebinski, *"Dieselmotorische Einspritzverlaufsformung mit Hilfe optischer Messsysteme"*, Motortechnische Zeitschrift (MTZ) 68(2007)09, Seiten:
- [115] M. Rottmann, C. Menne, S. Pischinger, et al., *"Injection Rate Shaping Investigations on a Small - Bore DI Diesel Engine"*, SAE Paper 2009-01-0850
- [116] F. G. Chmela, P. Jager, P. Herzog, et al., *"Emissionsverbesserung an Dieselmotoren mit Direkteinspritzung mittels Einspritzverlaufsformung"*, Motortechnische Zeitschrift (MTZ) 59(1999)09, Seiten: 552-558
- [117] S. Meyer, A. Krause, D. Krome, et al., *"Ein flexibles Piezo-Common-Rail-System mit direktgesteuerter Düsenadel"*, Motortechnische Zeitschrift (MTZ) 62(2002)02, Seiten: 86-93
- [118] S. Bauer, H. Zhang, R. Pirkl, et al., *"Ein neuer Piezo Common Rail Injektor mit Direktantrieb und Mengenregelkreis: Konzept und motorische Vorteile"*, Tagungsband zu 29. Wiener Motorensymposium Wien, 2008.
- [119] D. Schoeppe, M. Hardy, S. Zuelch, et al., *"Das neue Diesel Einspritzsystem mit direkt angetriebenem Common Rail Injektor für höchste Kundenansprüche: Einzigartige Vorteile durch innovative Technik"*, Tagungsband zu 29. Wiener Motorensymposium, Wien, 2008.
- [120] R. Leonhard, M. Parche, C. Alvarez-Avila, et al., *"Druckübersetztes Common-Rail-System für Nutzfahrzeuge"*, Motortechnische Zeitschrift (MTZ) 69(2009)05, Seiten: 368-375

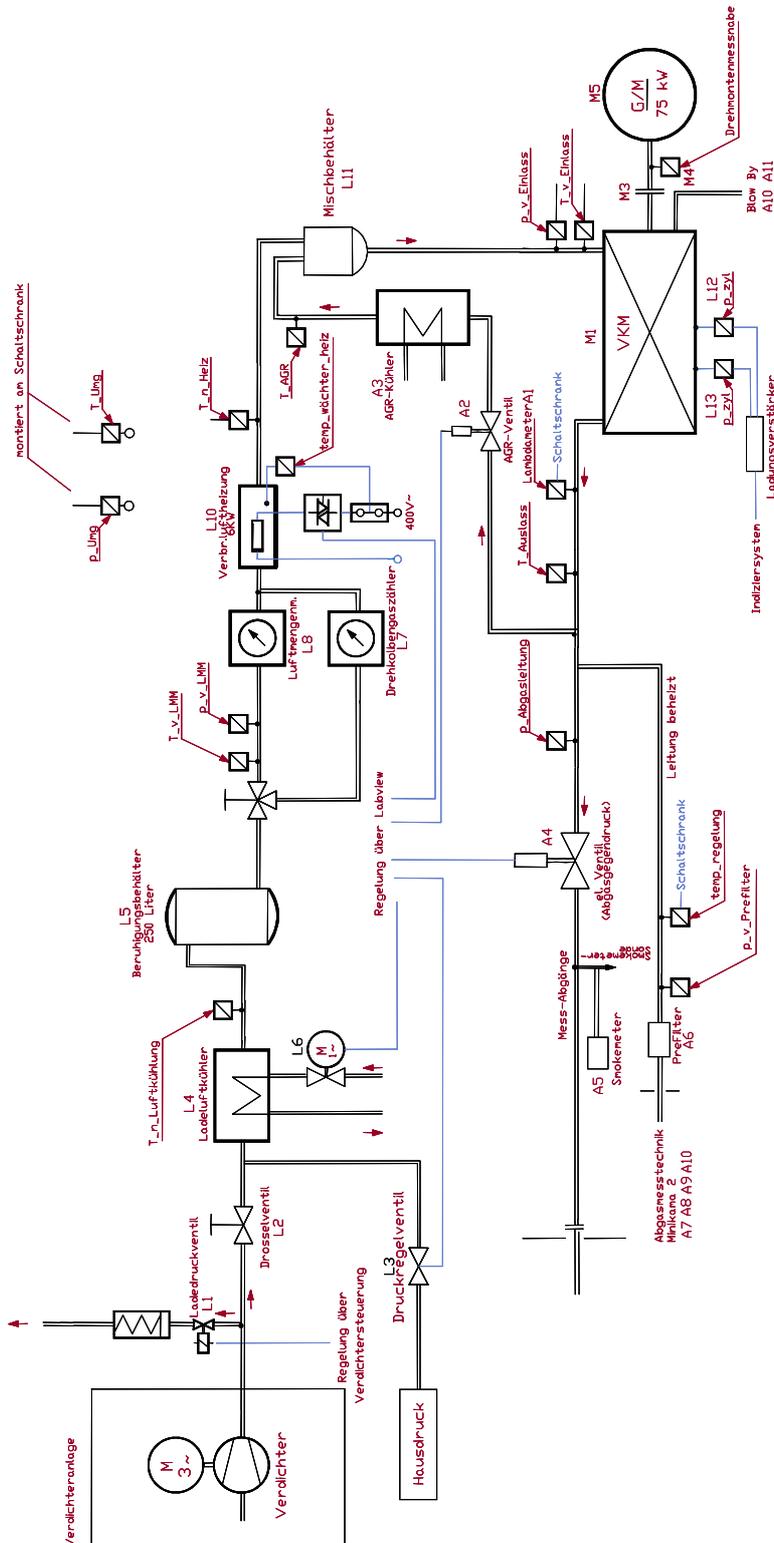
- [121] H. Pucher, "*Vergleich der programmierten Ladungswechselrechnung für Viertakt Dieselmotoren nach der Charakteristiktheorie und der Füll- und Entleermethode*", Dissertation, TU Braunschweig, Braunschweig, 1975



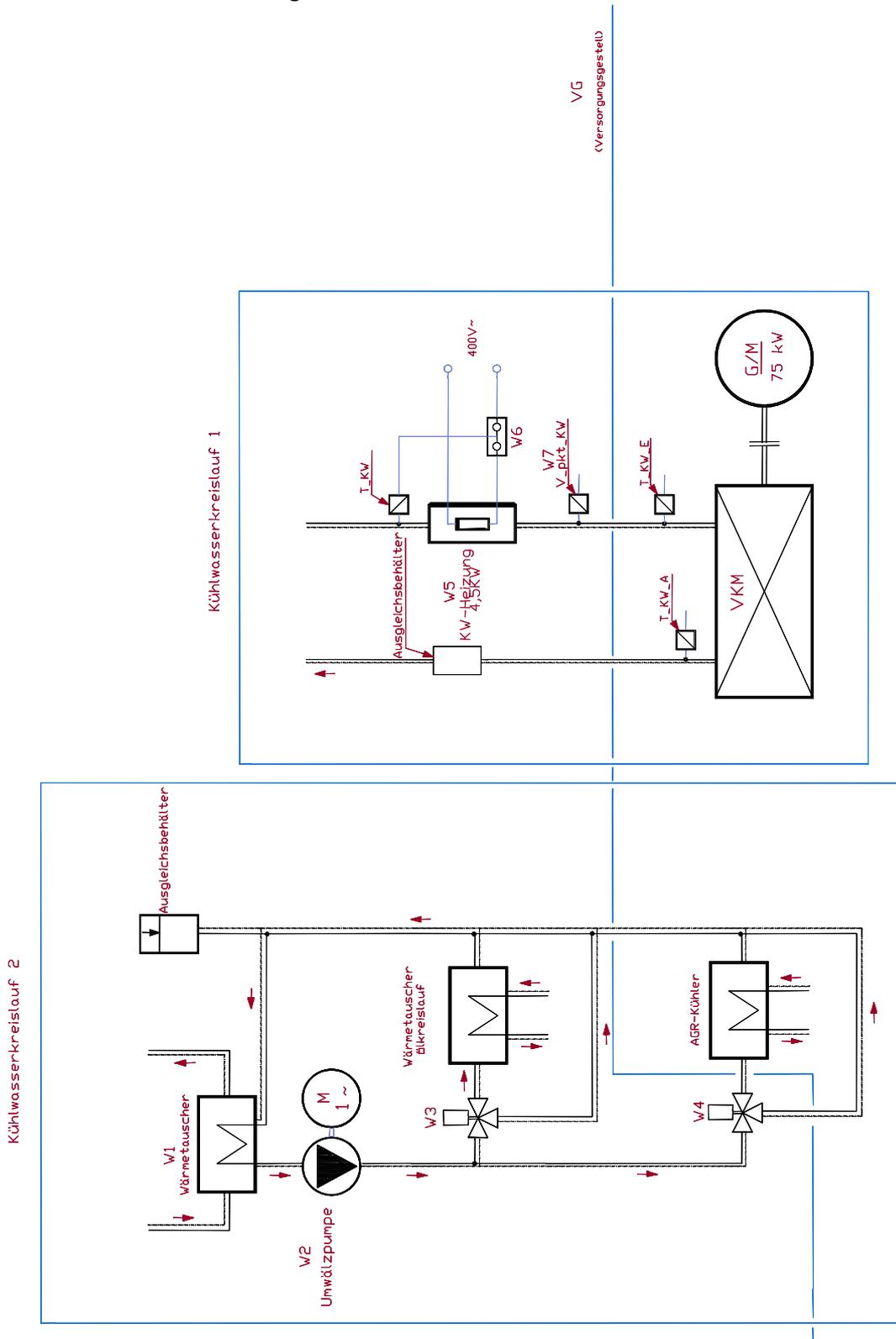
# Anhang

# A1 Schemazeichnungen des Einzylinder-Prüfstands

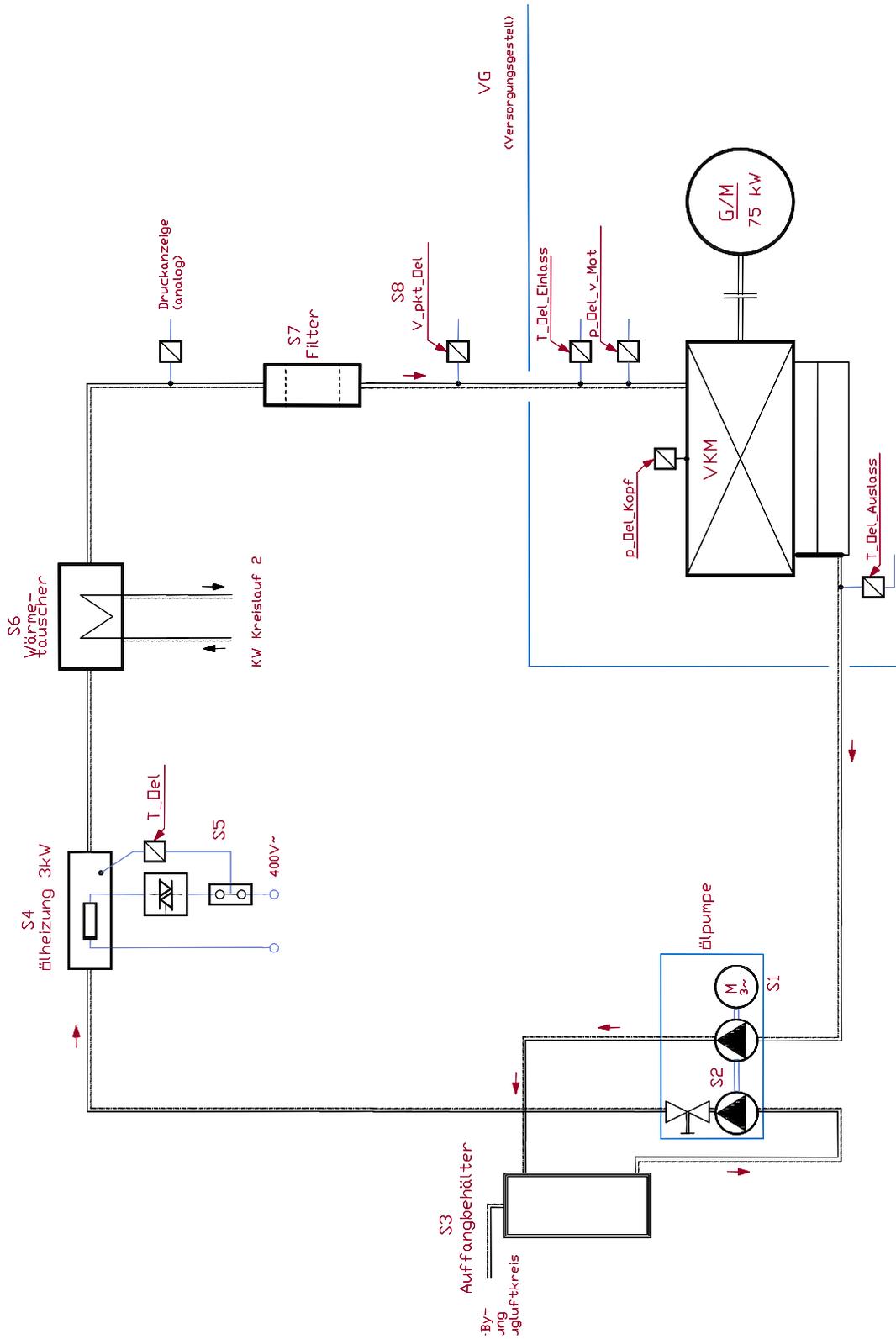
## A1.1 Schemazeichnung Luft- und Abgaspfad



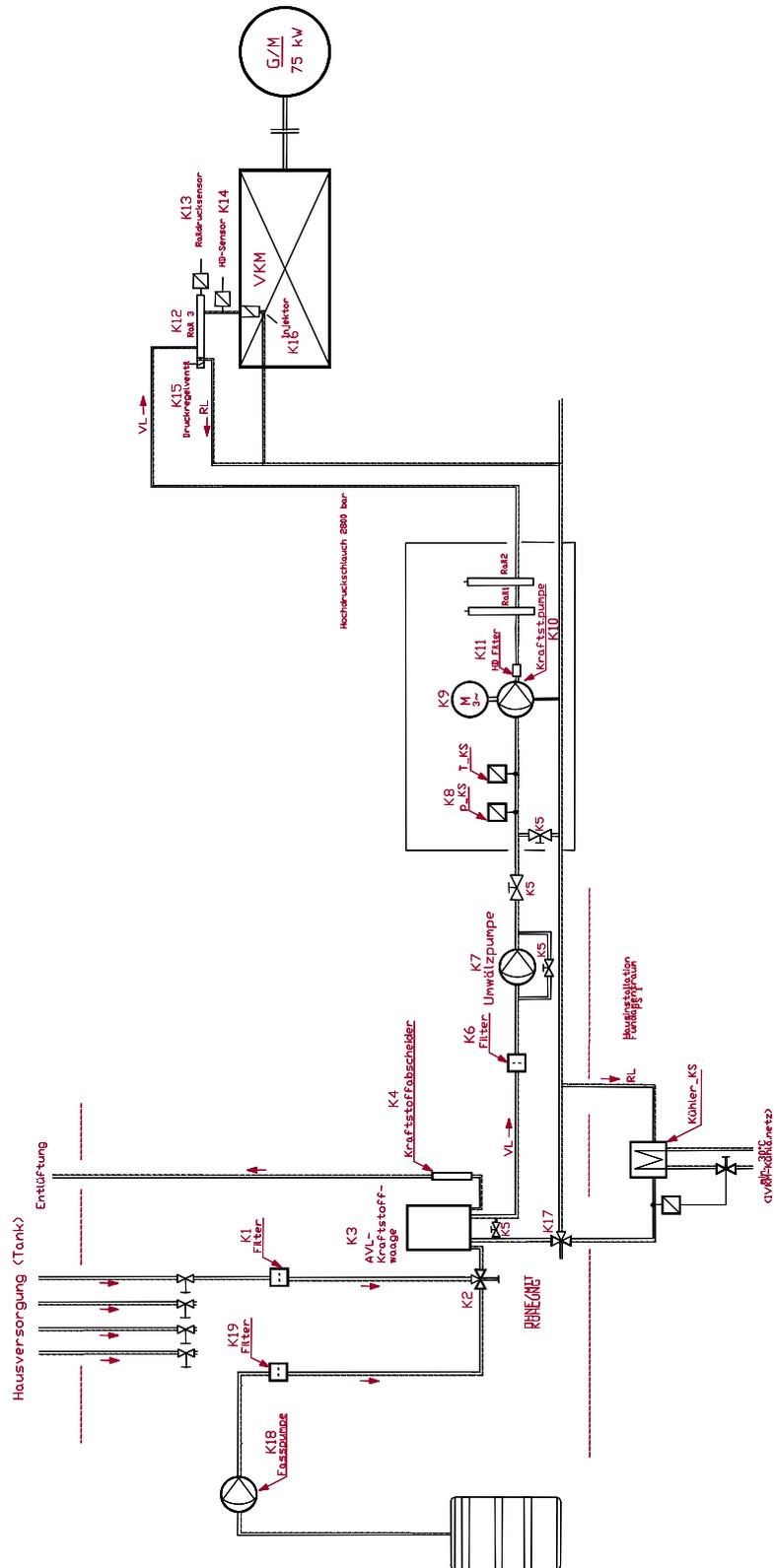
A1.2 Schemazeichnung Kühlwasserkreislauf



### A1.3 Schemazeichnung Ölkreislauf



A 1.4 Schemazeichnung Kraftstoffversorgung



## A2 Kraftstoffeigenschaften der Versuchskraftstoffe

		Diesel	RME	Fuel A	Fuel B	Fuel C
Cetanzahl (BASF)	-	53.60	56.00	69.30	54.40	42.20
Dichte	g/cm <sup>3</sup>	0.84	0.88	0.71	0.68	0.69
Anteil n-Heptan	Gew. %	0.00	0.00	66.70	100.00	65.30
Anteil Iso-Oktan	Gew. %	0.00	0.00	0.00	0.00	34.70
Anteil Cetan	Gew. %	0.00	0.00	33.30	0.00	0.00
Molmasse (M)	g/mol	194.00	295.50	142.23	100.20	105.07
spezifische Molmasse (M <sub>s</sub> )		4.91	5.26	4.41	4.36	4.37
Molanzahl C (n <sub>C</sub> )	-	14.01	18.95	9.97	7.00	7.35
Molanzahl H (n <sub>H</sub> )	-	25.50	35.21	22.26	16.00	16.70
Molanzahl O (n <sub>O</sub> )	-	0.01	2.03	0.00	0.00	0.00
Molanzahl gesamt	-	39.53	56.18	32.24	23.00	24.05
Molanteil C (r <sub>C</sub> )	-	0.35	0.34	0.31	0.30	0.31
Molanteil H (r <sub>H</sub> )	-	0.65	0.63	0.69	0.70	0.69
Molanteil O (r <sub>O</sub> )	-	0.00	0.04	0.00	0.00	0.00
Heizwert	MJ/kg	42.88	39.99	44.80	45.00	44.90
H/C-Atomverhältnis (n <sub>H</sub> /n <sub>C</sub> )	-	1.82	1.86	2.23	2.29	2.27
O/C-Atomverhältnis (n <sub>O</sub> /n <sub>C</sub> )	-	0.00	0.11	0.00	0.00	0.00
Massenanteil H (g <sub>H</sub> )	-	0.13	0.12	0.16	0.16	0.16
Massenanteil C (g <sub>C</sub> )	-	0.87	0.77	0.84	0.84	0.84
Massenanteil O (g <sub>O</sub> )	-	0.00	0.11	0.00	0.00	0.00
m <sup>*</sup> <sub>L,min</sub> <sup>1</sup>	-	0.1447	0.1248	0.1507	0.1514	0.1512

$$m_{L,\min}^* = \frac{2,664 \cdot g_C + 7,937 \cdot g_H + g_S - g_O}{0,232}$$