

# **Beitrag zur Entwicklung eines Einspritzsystems für ein teilhomogenes Brennverfahren in Pkw-Dieselmotoren**

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik  
der Universität Stuttgart  
zur Erlangung der Würde eines Doktors der  
Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

**Stefan Espig**  
aus Duisburg

Hauptberichter : Prof. Dr.-Ing. M. Bargende

Mitberichter : Prof. Dr.-Ing. P. Eilts

Tag der mündlichen Prüfung : 27. Februar 2013

Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen  
der Universität Stuttgart

2013



## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit im Forschungsbereich verbrennungsmotorische Antriebe der Daimler AG in Stuttgart-Untertürkheim.

Für die gute Betreuung mit zahlreichen Anregungen und Diskussionen und die wohlwollende Unterstützung bedanke ich mich bei Herrn Gernot Hertweck, Herrn Lothar Schmid sowie Herrn Dr. Gregor Renner und Herrn Dr. Heinz Öing.

Danken möchte ich auch Herrn Dr. Clemens Bauer, Herrn Simon Binder und Herrn Andreas Vortmeier für die sehr gute Zusammenarbeit während der Untersuchungen und der Analysen.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende für das Ermöglichen dieser Arbeit, die wertvollen Anregungen und die Übernahme des Hauptreferats. Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts möchte ich mich für das Interesse und die Übernahme des Korreferats bedanken.

Meiner Frau und meinen Eltern danke ich für ihre stetige Unterstützung und Motivation.

Stuttgart, im März 2013

Stefan Espig

## I Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Summary</b> .....	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Zusammenfassung</b> .....	<b>4</b>
<b>3</b>	<b>Einleitung und Aufgabenstellung</b> .....	<b>7</b>
<b>4</b>	<b>Auswahl eines geeigneten Brennverfahrens</b> .....	<b>8</b>
	4.1 Emissionsproblematik bei konventioneller Dieselerbrennung.....	8
	4.2 Grenzen bei konventioneller Dieselerbrennung.....	11
	4.3 Vorteile der Homogenerverfahren.....	12
	4.4 Bewertung und Auswahl alternativer Brennverfahren .....	13
	4.4.1 Übersicht der Brennverfahren .....	13
	4.4.2 Kriterien zur Bewertung.....	18
	4.4.3 Ergebnis .....	21
	4.5 Fazit .....	26
<b>5</b>	<b>Auswahl optimierter Einspritzsysteme</b> .....	<b>29</b>
	5.1 Anforderungen durch das ausgewählte Brennverfahren .....	29
	5.2 Stand der Technik .....	32
	5.3 Strahlmodellierung mit Korrelationsfunktionen.....	36
	5.3.1 Eindringtiefe.....	37
	5.3.2 Strahlkegelwinkel.....	41
	5.3.3 Mittlerer Tropfendurchmesser .....	43
	5.4 Rechnerische Untersuchung des konventionellen Einspritzsystems .....	44
	5.5 Möglichkeiten zur Weiterentwicklung.....	46
	5.6 Variabler hydraulischer Durchfluss .....	48
	5.6.1 Prinzip.....	48
	5.6.2 Düsen-Konzepte .....	48
	5.7 Druckmodulation.....	56
	5.7.1 Prinzip.....	56
	5.7.2 Konzepte.....	56
	5.8 Bewertung und Auswahl innovativer Einspritzsysteme .....	62
	5.8.1 Bewertung des variablen hydraulischen Durchflusses .....	62
	5.8.2 Bewertung der Druckmodulation .....	65
	5.9 Fazit .....	67
<b>6</b>	<b>Ergebnisse</b> .....	<b>70</b>
	6.1 Versuchsträger und Prüfstand .....	70
	6.2 Form der Ergebnisdarstellung.....	73
	6.3 Potential durch Druckmodulation .....	78
	6.3.1 Anpassung des Brennraums als Vorbereitung .....	78
	6.3.2 Grundlagen des Druckmodulationssystems .....	87
	6.3.3 Untersuchung der Druckmodulation .....	90
	6.4 Fazit .....	105
<b>7</b>	<b>Ausblick</b> .....	<b>107</b>
<b>8</b>	<b>Literaturübersicht</b> .....	<b>108</b>
	<b>Lebenslauf</b> .....	<b>117</b>

## II Abbildungsverzeichnis

Figure 1-1:	2000 min <sup>-1</sup> / 19 mm <sup>3</sup> , overview.....	2
Figure 1-2:	2000 min <sup>-1</sup> / 27 mm <sup>3</sup> , overview.....	3
Abbildung 2-1:	2000 min <sup>-1</sup> / 19 mm <sup>3</sup> , Übersicht.....	6
Abbildung 2-2:	2000 min <sup>-1</sup> / 27 mm <sup>3</sup> , Übersicht.....	6
Abbildung 4-1:	Strahlmodell nach Dec [1].....	8
Abbildung 4-2:	Schadstoffemissionen (bei Betrieb ohne Abgasrückführung) [3].....	9
Abbildung 4-3:	Bedingungen der Schadstoffentstehung nach [4] .....	11
Abbildung 4-4:	Grenze für die NO <sub>x</sub> -Vermeidung.....	12
Abbildung 4-5:	Grenzen für die Rußvermeidung.....	13
Abbildung 4-6:	Übersicht alternative Diesel-Brennverfahren.....	13
Abbildung 4-7:	PREDIC-Injektoranordnung .....	14
Abbildung 4-8:	UNIBUS-Umlenkdüsen.....	15
Abbildung 4-9:	NADI-Brennraum [20] .....	16
Abbildung 4-10:	HCLI-Brennraum [22] .....	16
Abbildung 4-11:	Beispiele verschiedener Brennverfahren .....	23
Abbildung 4-12:	Verlustteilung 2000 min <sup>-1</sup> / 19 mm <sup>3</sup> .....	23
Abbildung 4-13:	homogenes Brennverfahren im λ-T-Diagramm.....	26
Abbildung 4-14:	CHHC im Motorkennfeld.....	27
Abbildung 4-15:	ausgewähltes Brennverfahren .....	27
Abbildung 5-1:	gepulste Einspritzung, Serienkolben, Spritzwinkel 156 °, HD 220.....	31
Abbildung 5-2:	Tropfenverteilung 20 °KW v. OT .....	32
Abbildung 5-3:	Einfluss der Ratenformung .....	32
Abbildung 5-4:	Aufbau eines Pkw Common-Rail Systems – nach [35] .....	34
Abbildung 5-5:	Antriebskonzepte [35].....	35
Abbildung 5-6:	Hydrauliksystem aktueller Piezo-Injektoren .....	36
Abbildung 5-7:	Modell der Einspritzdüse [43].....	40
Abbildung 5-8:	Bilanzhülle für Impulserhaltung [56].....	42
Abbildung 5-9:	Simulation 2000 min <sup>-1</sup> / 19 mm <sup>3</sup> , Einfluss Taktung .....	45
Abbildung 5-10:	Simulation 2000 min <sup>-1</sup> / 19 mm <sup>3</sup> , Einspritzdruckvariation.....	46
Abbildung 5-11:	Ratenformen.....	47
Abbildung 5-12:	eine Lochreihe mit Drosselhülse – nach [59] .....	49
Abbildung 5-13:	zwei Lochreihen mit einer zylindrischen Nadel – nach [61].....	50
Abbildung 5-14:	zwei Lochreihen, Nadel mit konischer und zyl. Dichtfläche – nach [63].....	51
Abbildung 5-15:	Hohlnadel mit Sacklochbohrung [71] .....	52
Abbildung 5-16:	Hohlnadel mit Durchgangsbohrung – nach [76] .....	53
Abbildung 5-17:	Hohlnadel mit Durchgangsbohrung und Trennhülse – nach [91].....	54
Abbildung 5-18:	Hohlnadel mit innerem Dichtsitz – nach [92].....	54
Abbildung 5-19:	Hohlnadel und Drehschieber – nach [94].....	56
Abbildung 5-20:	Verstärkerkolben [49] .....	57
Abbildung 5-21:	Absteuerung [98] .....	59
Abbildung 5-22:	Zusatzvolumen – nach [109].....	60
Abbildung 5-23:	zwei Hochdruckspeicher [110].....	61
Abbildung 5-24:	Druckwellen – nach [112] .....	62

Abbildung 5-25: Übersicht Ratenformung.....	63
Abbildung 5-26: Simulation 2000 min <sup>-1</sup> / 19 mm <sup>3</sup> , kleiner Durchfluss .....	64
Abbildung 5-27: Simulation 2000 min <sup>-1</sup> / 19 mm <sup>3</sup> , erster Puls .....	65
Abbildung 5-28: Simulation Einfluss auf Eindringtiefe.....	66
Abbildung 5-29: Simulation 2000 min <sup>-1</sup> / 19 mm <sup>3</sup> , Druckmodulation.....	67
Abbildung 5-30: Druckeinfluss auf Eindringtiefe .....	68
Abbildung 6-1: Luftverhältnisse bei AGR-Variation und konstanter Zylinderfüllung.....	77
Abbildung 6-2: $\lambda_v$ aus gemessenem Frischluft- $\lambda$ .....	77
Abbildung 6-3: Mulden für Epsilon 17 und verringerten Spritzwinkel.....	79
Abbildung 6-4: 2000 min <sup>-1</sup> / VL, Zylinderinnenströmung und Luftverhältnis.....	80
Abbildung 6-5: $\lambda$ -Verteilung bei Serienkonfiguration 2000 min <sup>-1</sup> / VL .....	81
Abbildung 6-6: $\lambda$ -Verteilung 2000 min <sup>-1</sup> / VL, 40 °KW n. OT.....	82
Abbildung 6-7: 4200 min <sup>-1</sup> / VL, Zylinderinnenströmung und Luftverhältnis.....	83
Abbildung 6-8: $\lambda$ -Verteilung 4200 min <sup>-1</sup> / VL, 70 °KW n. OT.....	84
Abbildung 6-9: Wirbelbildung und Begünstigung vor OT.....	84
Abbildung 6-10: 4200 min <sup>-1</sup> / VL, Zylinderinnenströmung und Luftverhältnis.....	85
Abbildung 6-11: $\lambda$ -Verteilung 4200 min <sup>-1</sup> / VL, 70 °KW n. OT.....	86
Abbildung 6-12: Zeichnung der WF-Mulde .....	87
Abbildung 6-13: Einspritzverläufe – 1600 min <sup>-1</sup> / 200 bar.....	88
Abbildung 6-14: Einfluss der Ansteuerdifferenz auf die Menge – 200 bar / 9 mm <sup>3</sup> .....	89
Abbildung 6-15: beispielhafte Ansteuerung für CHHC .....	91
Abbildung 6-16: CHHC 2000 min <sup>-1</sup> / 19 mm <sup>3</sup> , Einfluss des Einspritzverlaufs.....	92
Abbildung 6-17: Brennverlauf bei ca. 0,5 g/kWh NO <sub>x</sub> zu Abbildung 6-16.....	93
Abbildung 6-18: CHHC 2000 min <sup>-1</sup> / 19 mm <sup>3</sup> , Anzahl der Voreinspritzungen .....	94
Abbildung 6-19: Brennverlauf bei ca. 0,5 g/kWh NO <sub>x</sub> zu Abbildung 6-18.....	95
Abbildung 6-20: CHHC 2000 min <sup>-1</sup> / 19 mm <sup>3</sup> , Homogenmenge.....	96
Abbildung 6-21: Brennverlauf bei ca. 0,5 g/kWh NO <sub>x</sub> zu Abbildung 6-20.....	97
Abbildung 6-22: Brennverlauf und Druckanstieg.....	97
Abbildung 6-23: CHHC 2000 min <sup>-1</sup> / 19 mm <sup>3</sup> , Endergebnis APCRS.....	98
Abbildung 6-24: 2000 min <sup>-1</sup> / 19 mm <sup>3</sup> , Vergleich Piezo-Injektor und APCRS-Injektor.....	100
Abbildung 6-25: CHHC 2000 min <sup>-1</sup> / 27 mm <sup>3</sup> , Anpassung Homogenmenge und Rate.....	101
Abbildung 6-26: Brennverlauf bei ca. 1 g/kWh NO <sub>x</sub> zu Abbildung 6-25.....	102
Abbildung 6-27: CHHC 2000 min <sup>-1</sup> / 27 mm <sup>3</sup> , Endergebnis APCRS.....	103
Abbildung 6-28: 2000 min <sup>-1</sup> / 19 mm <sup>3</sup> , Vergleich Piezo-Injektor und APCRS-Injektor.....	104

## III Verzeichnis wichtigster Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
APCRS	Amplifier Piston Common Rail System
ATAC	Active Thermo-Atmosphere Combustion
$b_i$	indizierter spezifischer Verbrauch
CFD	computational fluid dynamics
CHHC	Combined Homogeneous Heterogeneous Combustion
CIHC	Compression Ignited Homogeneous Charge
CO	Kohlenmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
$\Delta p$	Druckdifferenz beim Strahlaustritt aus der Düse
DCCS	Dilution Controlled Combustion System
DPF	Dieselpartikelfilter
EKAS	Einlasskanal-Abschaltung
$\varepsilon$	Verdichtungsverhältnis
$\eta_e$	effektiver Wirkungsgrad
$\eta_i$	indizierter Wirkungsgrad
ETK	Emulator Tastkopf
FSN	Filter Smoke Number (Abgasschwärzung)
HC	Kohlenwasserstoff
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HCDC	Homogeneous Charge Diesel Combustion
HCLI	Homogeneous Charge Late Injection
HD	hydraulischer Durchfluss bei 100 bar Druckdifferenz [cm <sup>3</sup> /30s]
HiMICS	Homogeneous charge Intelligent Multiple Injection Combustion System
HPLI	Highly Premixed Late Injection
$H_U$	Heizwert des Brennstoffs
$i$	Taktzahl (0,5 für 4-Takt-, 1 für 2-Takt-Betrieb)
ICAS	Interactive Cross Section Averaged Spray
$\kappa$	Isentropenexponent idealer Luft
KW	Kurbelwinkel
$\lambda$	Luftverhältnis
$\lambda_v$	Verbrennungsluftverhältnis
LTC	Low Temperature Combustion
LVG	lineares Verbrennungsgeräusch
M	Moment an der Kurbelwelle
$\dot{m}_B$	Brennstoffmassenstrom pro Zylinder
mCO <sub>Pi</sub>	Kohlenmonoxidmassenstrom bezogen auf indizierte Leistung
mHCP <sub>i</sub>	Kohlenwasserstoffmassenstrom bezogen auf indizierte Leistung
MK	Modulated Kinetics
mNO <sub>X</sub> P <sub>i</sub>	Stickoxidmassenstrom bezogen auf indizierte Leistung
MULDIC	Multiple stage Diesel Combustion

n	Motordrehzahl
N <sub>2</sub>	Stickstoff
NADI	Narrow Angle Direct Injection
NDIR	nichtdispersive-IR-Absorption
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NO	Stickstoffmonoxid
NO <sub>2</sub>	Stickstoffdioxid
NO <sub>x</sub>	Stickoxid
O <sub>2</sub>	Sauerstoff
Oh	Ohnesorge-Zahl
OT	oberer Totpunkt
PAK	polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
PCI	Premixed Compression Ignited
PREDIC	Premixed Lean Diesel Combustion
RAC	Activated Radical Combustion
Re	Reynolds-Zahl
S	Eindringtiefe
t	Zeit
T	Temperatur
T <sub>3</sub>	Abgastemperatur
UNIBUS	Uniform Bulky Combustion System
UT	unterer Totpunkt
$\dot{V}$	Volumenstrom
We	Weber-Zahl
WF	Wandführung
[X]	Konzentration von X



# 1 Summary

Reducing polluting emissions of combustion engines is of high importance for vehicle manufacturers as well as the environment. This objective can be met by either producing fewer pollutants during combustion or by improved chemical converting or filtering. Effective exhaust gas aftertreatment leads to more parts, installation place and costs. For this reason, this dissertation examines engine modifications to achieve lower emissions with Diesel engines. The focus is on adapting the fuel injection system to an alternative combustion system.

Pollutants are produced during combustion of injected fuel in the cylinder. To reduce polluting emissions, the combustion process needs to be modified. Based on a categorization of established approaches, most of which involve homogeneous or partly homogeneous combustion processes, the “Combined Homogeneous Heterogeneous Combustion” (CHHC) is developed. CHHC is a partly homogeneous process using a very early and pulsed injection for the homogeneous part and an injection with standard timing for the heterogeneous part.

Options for improvement are defined by examining the requirements of CHHC to the injection system. Published innovations for more variability of injection systems are presented, categorized by principle and evaluated. Two principles show potential for reducing emissions during CHHC:

- a variable hydraulic flow
- a modulated injection pressure

A variable hydraulic flow allows altered flow rates for different injected quantities. This can be realized by arranging orifices in two rows, which can be opened individually or conjoint. The higher amount of orifices allows using a smaller diameter for each orifice.

With the principle of modulated injection pressure, the variation of pressure can be applied at each desired crank angle, i.e. the pressure can be altered between two injections or even during an injection.

To evaluate the capability of reducing fuel-wall contact, the spray penetration depth is calculated using 1D hydraulic simulation in combination with correlation functions. The principle of a variable hydraulic flow is applied to improve mixture formation and to avoid limiting full load. The results, however, show an increased penetration depth. This is caused by the smaller diameter which leads to an increased fuel velocity in the orifices. As a consequence, the variable hydraulic flow is not investigated at a single-cylinder engine.

Simulation results for modulated injection pressure show reduced penetration depth. Here, modulation is used to inject the early pulses for the homogeneous charge with considerably reduced pressure while applying injection pressure above maximum possible rail pressure to inject the heterogeneous charge. In this way, penetration depth for the early injections and

injection duration for the heterogeneous charge can be reduced. These simulation results are verified with investigations at a single-cylinder engine.

For the investigations of CHHC at a combustion engine, the free penetration length of the spray for the homogeneous charge is extended by reducing the spray angle to 120 degrees. The piston bowl needs to be adapted to the new spray angle. This is accomplished by calculating the distribution of the air-fuel ratio for one injection next to top dead center. Best results emerge by guiding fuel spray of the main injection with the wall of the bowl. Wall guidance creates a good mixture with a hydraulic flow sufficient for full load close to the full load of the conventional setup.

For this dissertation, pressure modulation is realized with a prototype of an amplifier placed between the injector and the rail. The split of the amount of homogeneous and heterogeneous charge is adapted to pressure modulation. An optimum can be achieved with smaller amounts for the homogeneous charge. Reason for this is a significantly faster conversion of the heterogeneous charge. While the heterogeneous charge needs to be limited when using a conventional injection system, pressure modulation allows combining high injection pressure for the heterogeneous charge with low injection pressure for the homogeneous charge. Fuel-wall contact is then reduced considerably.

Figure 1-1 and Figure 1-2 show a comparison of results of CHHC in two operating points for part load at the single-cylinder engine. In both cases, CHHC uses a reduced spray angle for longer free spray penetration and an adapted geometry of the piston bowl with wall guidance for better mixture. The first setup employs a conventional injection system, the second one a pressure modulation. This ensures that differences in the results can solely be attributed to the pressure modulation.

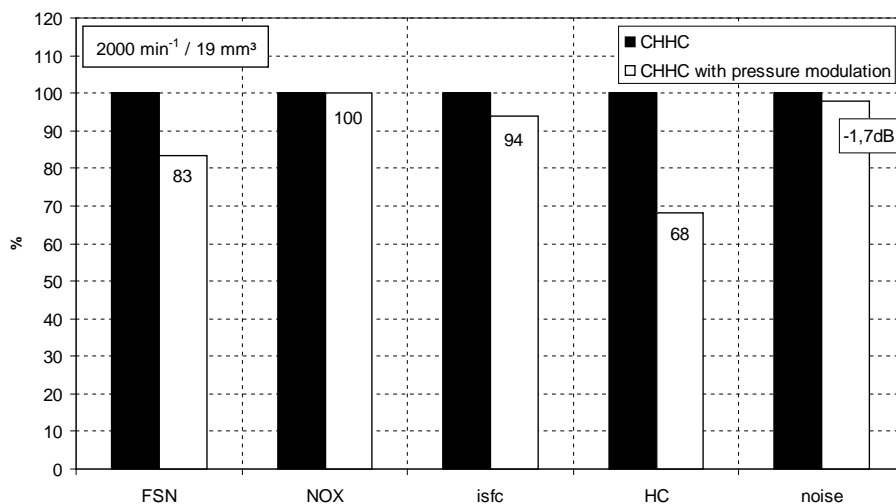


Figure 1-1: 2000 min<sup>-1</sup> / 19 mm<sup>3</sup>, overview

The results confirm a significant improvement of fuel consumption, noise and emissions with pressure modulation. Reduced fuel-wall contact with pressure modulation decreases the amount of fuel condensing at the wall. HC emissions drop strongly. The lower specific fuel

consumption is caused by a higher conversion rate and a better timing. In addition, there is less fuel entrainment in the engine oil because of the reduced fuel-wall contact.

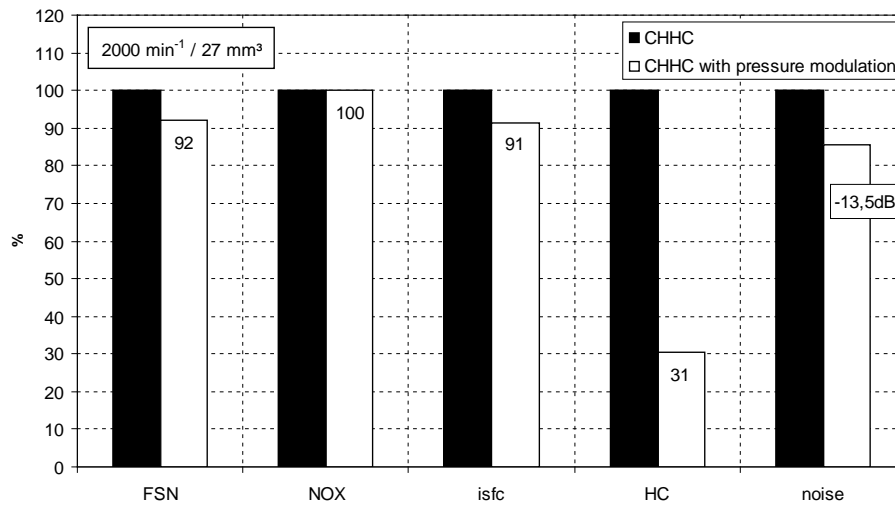


Figure 1-2: 2000 min<sup>-1</sup> / 27 mm<sup>3</sup>, overview

Modularity of the system setup allows combining pressure modulation with newer, faster injectors. Preliminary investigations suggest an additional reduction of the smoke number for an injector with fast needle closing. Thus Piezo servo injectors and direct acting injectors are expected to further improve CHHC significantly.

## 2 Zusammenfassung

Die Absenkung der Schadstoffemissionen bei der motorischen Verbrennung ist für Fahrzeughersteller und Umwelt von großer Bedeutung. Dieses Ziel kann erreicht werden, indem bei der Verbrennung weniger Schadstoffe entstehen oder indem eine verbesserte Abgasnachbehandlung die Schadstoffe umwandelt oder herausfiltert. Eine wirksame Nachbehandlung geht mit einem größeren Aufwand an Bauteilen, Bauraum und Kosten einher. Deshalb werden im Rahmen dieser Arbeit innermotorische Maßnahmen zur Senkung der Schadstoffemissionen beim Dieselmotor betrachtet. Im Fokus steht die Anpassung des Einspritzsystems an ein alternatives Brennverfahren.

Die Schadstoffe entstehen bei der Verbrennung des eingebrachten Kraftstoffs im Zylinder. Um die Schadstoff-Emissionen zu senken, kann daher die Art der Verbrennung verändert werden. Basierend auf einer Kategorisierung der bekannten Ansätze, deren Großteil homogene und teilhomogene Brennverfahren bilden, wird das Brennverfahren „Combined Homogeneous Heterogeneous Combustion“ (CHHC) entwickelt. Es handelt sich um ein teilhomogenes Verfahren mit sehr früher und getakteter Einbringung der Homogenmenge sowie einer Heterogenmenge zu einem konventionellen Zeitpunkt.

Anhand der Anforderung, die das CHHC-Verfahren an das Einspritzsystem stellt, werden Möglichkeiten zur Optimierung aufgezeigt. Die Vorstellung innovativer Einspritzsysteme liefert einen Überblick über bisher bekannte Ansätze zur Erhöhung der Variabilität, kategorisiert diese nach dem Wirkprinzip und bewertet die Einsatzmöglichkeit. Dabei zeigen folgende zwei Funktionalitäten Potenzial für eine Emissionsreduzierung im CHHC-Betrieb:

- ein variabler hydraulischer Durchfluss
- ein während des Arbeitsspiels variierbarer Einspritzdruck

Ein variabler hydraulischer Durchfluss bietet die Möglichkeit, verschieden große Einspritzmengen mit unterschiedlichem Durchfluss darzustellen. In den meisten Fällen geschieht das durch die Anordnung der Einspritzlöcher in zwei Lochreihen, die entweder einzeln oder zusammen geöffnet werden können. Aufgrund der größeren Anzahl können die einzelnen Einspritzlöcher damit kleiner sein.

Die Druckmodulation ermöglicht die Veränderung des Einspritzdrucks zu einem frei definierbaren Zeitpunkt im Arbeitsspiel, so dass zwischen zwei Einspritzungen oder auch während einer Einspritzung der Druck gezielt verändert werden kann.

Um das Potenzial zur Verringerung von Kraftstoff-Wandkontakt bewerten zu können, wird mit Hilfe von Korrelationsfunktionen in einer 1D-Simulation die Strahleindringtiefe bestimmt. Beim Prinzip des variablen Durchflusses werden kleine Einspritzlöcher für den CHHC-Betrieb genutzt. Durch die Variabilität sollen diese die Gemischbildung verbessern, ohne die Vollast zu verschlechtern. Die Berechnungen ergeben jedoch eine vergrößerte Eindringtiefe. Diese ist Folge der kleineren Düsenlöcher, welche zu einer höheren Austrittsgeschwindigkeit in Verbindung mit einem schlankeren Strahl führen. Aufgrund des dadurch begünstigten

Kraftstoff-Wandkontakts wird dieses Prinzip nicht am Einzylinder-Aggregat mit dem Serien-einspritzsystem verglichen.

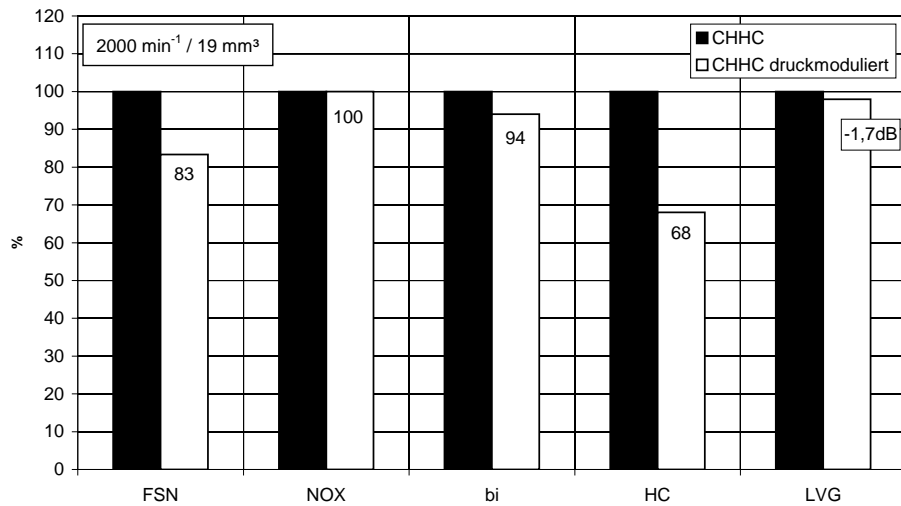
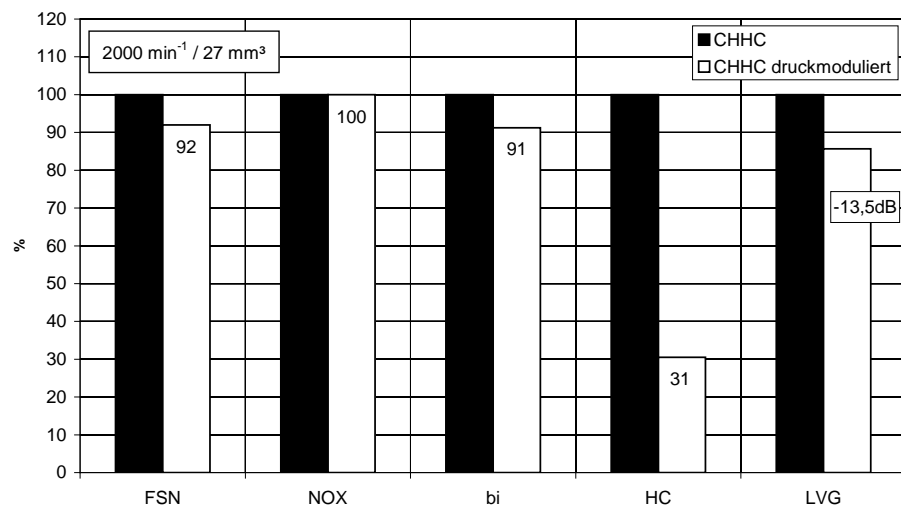
Die Simulationsergebnisse für die Druckmodulation zeigen eine verringerte Strahl-eindringtiefe. Dabei wird die Druckmodulation genutzt, um die frühen Pulse zur Einbringung der Homogenmenge mit einem deutlich abgesenkten Druck einzuspritzen, während die Heterogenmenge mit einem Einspritzdruck über dem maximal möglichen Raildruck eingebracht wird. Dadurch sinkt die Eindringtiefe der frühen Einspritzungen und die Einspritzdauer der Heterogenmenge wird verkürzt. Die Simulationsergebnisse für die Druckmodulation werden mit Untersuchungen am Einzylinder-Aggregat verifiziert.

Für die motorischen Untersuchungen des CHHC-Verfahrens wird der Spritzwinkel auf 120 ° verkleinert. Dadurch entsteht mehr freie Weglänge für die Einspritzstrahlen der Homogenmenge. Eine Anpassung der Kolbengeometrie an den veränderten Spritzwinkel ist notwendig. Dazu werden mit Hilfe von Simulationsrechnungen zur  $\lambda$ -Verteilung neue Muldengeometrien bewertet. Als Kriterium dient die Gemischbildung mit einer Einspritzung in OT-Nähe. Optimal ist eine Mulde, welche die Kraftstoffstrahlen der Haupteinspritzung mit der Muldenwand führt. Die Wandführung ermöglicht eine gute Gemischbildung bei ausreichendem Durchfluss und damit eine Vollast ähnlich der des konventionellen Systems.

Die Druckmodulation wird in dieser Arbeit mit einem Druckverstärker dargestellt, der zwischen Injektor und Rail angebracht ist und als Prototyp für Untersuchungen zur Verfügung steht. Die Aufteilung der Kraftstoffmenge wird an die Druckmodulation angepasst. Als optimal ergeben sich dabei kleinere Homogenmengen als beim konventionellen Einspritzsystem. Das liegt an der deutlich schnelleren Umsetzung der Heterogenmenge. Diese muss beim konventionellen Einspritzsystem sehr klein gehalten werden. Durch die Druckmodulation kann trotz kurzer Umsetzung der Heterogenmenge ein kleiner Druck zur Einbringung der Homogenmenge genutzt werden. Dadurch wird der Kraftstoff-Wandkontakt deutlich verringert.

Abbildung 2-1 und Abbildung 2-2 zeigen Ergebnisse des CHHC-Verfahrens für zwei Teillast-Betriebspunkte am Einzylinder-Aggregat. In beiden Fällen werden ein verringerter Spritzwinkel zur Erzeugung einer größeren freien Weglänge der Einspritzstrahlen und eine an den Spritzwinkel angepasste Kolbenmuldengeometrie mit Wandführung für verbesserte Gemischbildung verwendet. Die erste Konfiguration nutzt ein konventionelles Einspritzsystem, die zweite die Druckmodulation. Dadurch ist sichergestellt, dass unterschiedliche Ergebnisse ausschließlich der Druckmodulation zugeordnet werden können.

Die Ergebnisse bestätigen eine signifikante Verbesserung von Verbrauch, Geräusch und Emissionen mit Druckmodulation. Durch den reduzierten Kraftstoff-Wandkontakt kondensiert weniger Einspritzmenge an der Kolbenwand. Die HC-Emissionen sinken deutlich. Der geringere spezifische Verbrauch ergibt sich durch einen höheren umgesetzten Kraftstoffanteil und die bessere Lage der Verbrennung. Zusätzlich führt weniger Kraftstoff-Wandanlagerung zu weniger Übergang von Kraftstoff über den Schmierfilm ins Motoröl.

Abbildung 2-1: 2000 min<sup>-1</sup> / 19 mm<sup>3</sup>, ÜbersichtAbbildung 2-2: 2000 min<sup>-1</sup> / 27 mm<sup>3</sup>, Übersicht

Die Modularität des Systemaufbaus lässt die Kombination der Druckmodulation mit neueren, schnelleren Injektoren zu. Voruntersuchungen am konventionellen Brennverfahren zeigen eine weitere Absenkung der Schwärzungszahl durch den Einsatz eines schneller schließenden Injektors. Damit sind auch für das CHHC-Verfahren weitere signifikante Verbesserungen in Verbindung mit Piezo-Servo-Injektoren oder mit direktgesteuerten Injektoren zu erwarten.

### 3 Einleitung und Aufgabenstellung

Der Anteil an Dieselmotoren als Antriebsquelle für Pkw hat stark zugenommen. Die Kunden schätzen den niedrigen Verbrauch und den komfortablen Drehmomentverlauf. Beim Dieselmotor sind die Emissionen von Stickoxiden und Ruß jedoch besonders schwer zu verringern.

Beide Schadstoffe werden vom Gesetzgeber immer stärker begrenzt. Daher werden verschiedene Abgasnachbehandlungstechniken verwendet. Diese setzen die entstandenen Schadstoffe kontinuierlich um oder bauen sie in Intervallen ab. Beim Dieselmotor ist der Stand der Technik ein Oxidationskatalysator in Kombination mit einem Dieselpartikelfilter (DPF). Neben den Kosten und dem Aufwand für Bauraum und Applikation entsteht durch diese Technik ein erhöhter Verbrauch. Dieser steht der ACEA-Selbstverpflichtung der Automobilindustrie entgegen, den Flottenverbrauch zu senken.

Ein möglicher Lösungsansatz zur Reduktion der Schadstoffe ohne verstärkte Abgasnachbehandlung sind innermotorische Maßnahmen. Neben der Steigerung der mechanischen Festigkeit und Verbesserungen beim Luft- und Ladersystem bietet vor allem die Einspritzung mit immer höherem Einspritzdruck Potenzial, die konventionelle Verbrennung schadstoffärmer zu gestalten.

Forschungsarbeiten haben neue Wege zur signifikanten innermotorischen Schadstoffreduzierung aufgezeigt. Die Verbrennung von Dieselkraftstoff als homogenes Gemisch verläuft weitestgehend ohne Bildung von Ruß und  $\text{NO}_x$ . Deswegen werden solche Methoden schon seit den 1980er Jahren entwickelt. Daraus ist eine Vielzahl an Verfahren mit unterschiedlichen Arten der Gemischaufbereitung entstanden. Bis heute wird von Serienanwendungen jedoch abgesehen, da Mehrverbrauch und hohe HC-Emissionen nicht vermieden werden können und Hardware-Änderungen einen Betrieb im gesamten Motorkennfeld erschweren.

Ziel dieser Arbeit ist es, ein alternatives Brennverfahren mit Hilfe eines dafür optimierten Einspritzsystems so zu gestalten, dass unter Beibehaltung der verbesserten Emissionen der (hohe) Verbrauch und die HC-Emissionen deutlich gesenkt werden.

Dazu soll auf Grundlage der bekannten Ansätze ein Brennverfahren mit Potenzial zur Emissionsminderung abgeleitet werden. Mit Hilfe der Betrachtung der Anforderungen, welche dieses Verfahren insbesondere an die Gemischbildung und damit an das Einspritzsystem stellt, soll ein optimales Einspritzsystem definiert werden. Dieses kann zusätzliche Möglichkeiten gegenüber dem Standard-Common-Rail System bieten. Zwingend erforderlich ist die Einsetzbarkeit des Systems im ganzen Motorkennfeld – und damit auch außerhalb des Bereichs des neuen Brennverfahrens.

Die Auswahl aufgrund theoretischer Überlegungen soll durch Versuche an einem Einzylinder-Aggregat verifiziert werden. Die Motorergebnisse sollen zeigen, welches Potenzial durch ein angepasstes Einspritzsystem in der alternativen Verbrennung genutzt werden kann.

## 4 Auswahl eines geeigneten Brennverfahrens

Als Maßnahme zur Verringerung der Schadstoffemissionen wird in dieser Arbeit das Brennverfahren optimiert, und die benötigten Bauteile – hier insbesondere das Einspritzsystem – werden daran angepasst. Dazu wird in diesem Kapitel die Entstehung der Hauptschadstoffe bei der dieselmotorischen Verbrennung betrachtet. Es wird aufgezeigt, welche Möglichkeiten zur Reduzierung es gibt und wo die Grenzen des konventionellen Brennverfahrens liegen.

Ansätze zur Weiterentwicklung werden aus den thermodynamischen Anforderungen hergeleitet, vorhandene Verfahren kategorisiert und Bewertungskriterien festgelegt. Damit wird die Wahl eines geeigneten Brennverfahrens als Grundlage der Untersuchung des Beitrags durch das Einspritzsystem möglich.

### 4.1 Emissionsproblematik bei konventioneller Dieselverbrennung

Die Schadstoffentstehung bei der dieselmotorischen Verbrennung hängt eng mit der Art der Gemischbildung zusammen. Bei der Direkteinspritzung erreichen die Kraftstoffstrahlen durch die Düsenlöcher den Brennraum. Hier wird der Kraftstoff erhitzt und verbrennt dann. Abbildung 4-1 zeigt die dabei entstehenden thermodynamischen Zustände eines brennenden Kraftstoffstrahls [1].

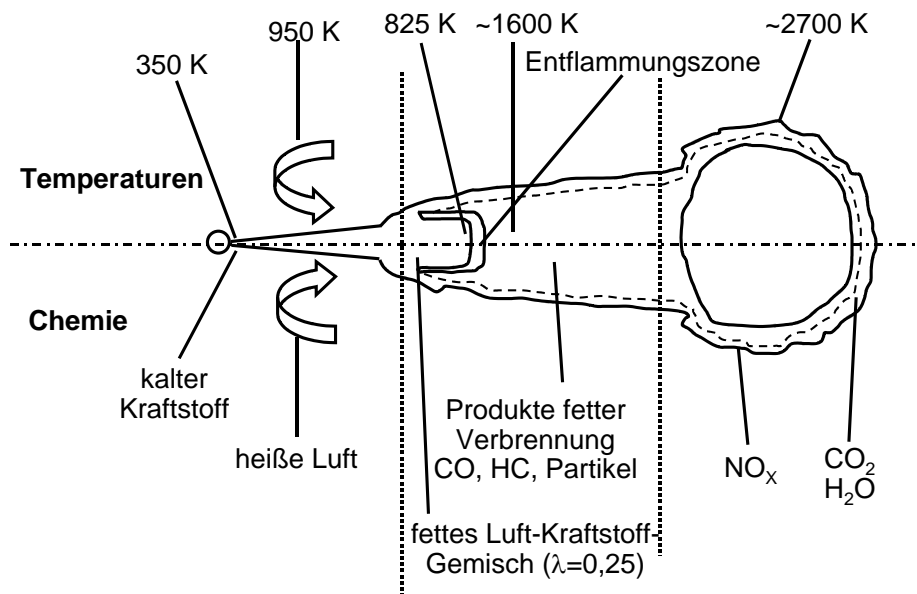


Abbildung 4-1: Strahlmodell nach Dec [1]

Der Kraftstoffstrahl mischt sich zunächst mit heißer Luft. Wenn das Gemisch in die Flammenhülle eintritt, ist es auf über 800 K erhitzt. Die chemischen Reaktionen in der fetten Gemischzone setzen den umgebenden Sauerstoff um. Als Produkte der fetten Verbrennung entstehen hauptsächlich Kohlenmonoxid, teilverbrannte Kohlenwasserstoffe und Wasserstoff. Sowohl nach der Acetylen- als auch nach der Ionen-Hypothese [2] bilden sich im fetten Gemisch aus den teilverbrannten Kohlenwasserstoffen zunächst Benzolringe. Diese



wachsen durch Polymerisation zu polyzyklischen Kohlenwasserstoffen, den Vorläufern der Rußpartikel. Die Produkte der fetten Verbrennung sind umgeben von einer Diffusionsschicht, in der sich Sauerstoff mit den Produkten mischt. An der Außenhülle bildet sich eine Diffusionsflamme, welche die entstandenen, teilverbrannten Produkte nahezu vollständig verbrennt und mit großer Exothermie sehr hohe Temperaturen erzeugt. Auch ein Großteil des gebildeten Rußes wird hier oxidiert. In dieser äußeren Schicht mit einem Luftverhältnis  $\lambda$  in der Nähe von 1 führen die hohen Temperaturen jedoch auch zur Stickoxidbildung.

Die Abhängigkeit der Schadstoffkonzentration vom Luftverhältnis für einen konventionell betriebenen, direkteinspritzenden Dieselmotor zeigt Abbildung 4-2 [3]. Danach sind die CO- und HC-Emissionen sehr niedrig [4]. Die CO-Emissionen steigen bei Annäherung an die Rußgrenze an. Auch in sehr magerem Gemisch entsteht eine erhöhte CO-Konzentration wegen unvollständiger Verbrennung in Wandnähe und niedrigerer Temperatur. Von großer Bedeutung bei der Dieselverbrennung sind Ruß und Stickoxide. Deren Konzentration muss zur Einhaltung der Vorschriften mit besonderer Sorgfalt eingestellt werden.

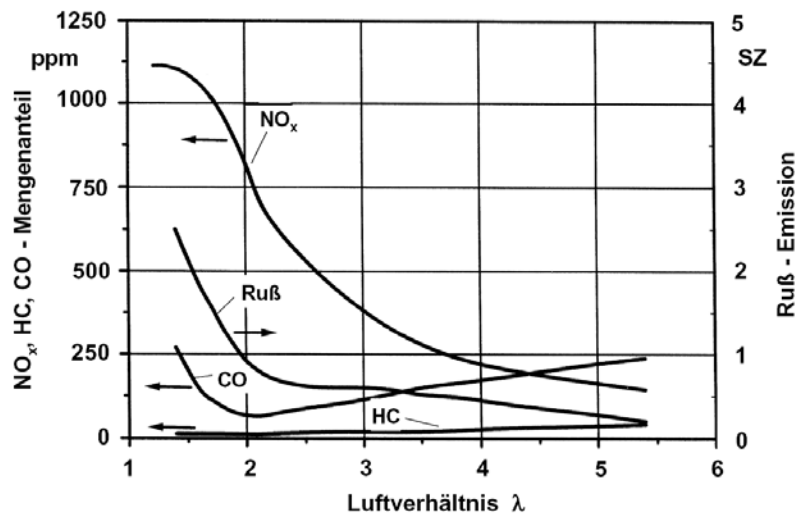


Abbildung 4-2: Schadstoffemissionen (bei Betrieb ohne Abgasrückführung) [3]

**Ruß** entsteht bei Verbrennung unter Luftmangel [4]. Die zugrunde liegenden Mechanismen der Rußbildung sind bis heute nicht vollständig geklärt. Nach dem Cracken der Brennstoffmoleküle bildet sich unter Wasserabspaltung Acetylen ( $C_2H_2$ ). Daraus entstehen Benzolringe, welche sich zu kohlenstoffreichen Makromolekülen zusammenschließen. Im weiteren Verlauf koagulieren die planaren polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffe (PAK) und bilden mit den ersten räumlichen Strukturen die ersten Rußkeime. Die Rußkeime wachsen durch neue Anlagerungen oder Zusammenschluss mit anderen Keimen weiter. Bis zum Öffnen der Auslassventile entstehen Rußteilchen mit Durchmessern zwischen 10 und 500 nm.

Neben der Rußentstehung läuft auch eine Rußoxidation ab. Diese benötigt Sauerstoff und ausreichend hohe Temperaturen. Eine hohe Rußproduktion zu Beginn der Verbrennung hat deshalb nicht unbedingt hohe Rußemissionen zur Folge. Die im Abgas gemessene Schwärzungszahl (FSN) ist das Ergebnis von Rußentstehung und -oxidation im Brennraum.

**Stickoxide** ( $\text{NO}_x$ ), die bei der Verbrennung entstehen, bestehen zu 85 bis 95 % aus Stickstoffmonoxid  $\text{NO}$ . Unter atmosphärischen Bedingungen wandelt sich dieses fast vollständig zu Stickstoffdioxid ( $\text{NO}_2$ ). Bei der dieselmotorischen Verbrennung gibt es zwei Mechanismen der Stickoxidbildung:

- thermisches  $\text{NO}$
- Prompt- $\text{NO}$

Dabei entstehen 90 bis 95 % der Stickoxide als thermisches  $\text{NO}$ , 5 bis 10 % als Prompt- $\text{NO}$  [2]. Die Entstehung von Stickoxiden aus im Brennstoff gebundenem Stickstoff spielt keine Rolle, da heutige Kraftstoffe nahezu keinen Stickstoff enthalten.

**Thermisches  $\text{NO}$**  entsteht im verbrannten Gemisch in direkter Nähe zur Flammenfront. Zeldovic hat den Mechanismus 1946 beschrieben [5]. Der 1991 erweiterte Zeldovich-Mechanismus umfasst drei Elementarreaktionen [2], die in Gl. 4-1 dargestellt sind.



Das Lösen der Dreifachbindung von Stickstoff ( $\text{N}_2$ ) aus der Luft in Gl. 4-1 (1) erfordert eine hohe Aktivierungsenergie. Somit benötigt dieser Vorgang eine hohe Temperatur zur Aktivierung der Reaktion, worauf die Bezeichnung thermisches  $\text{NO}$  zurückgeht. Bei 1800 K liegt die Geschwindigkeit der ersten Reaktion um 7 bis 8 Größenordnungen unter der Geschwindigkeit der anderen Reaktionen [2]. Ebenso erzeugt nach [2] die Anhebung der Temperatur von 2000 K auf 2500 K eine 50-mal schnellere Umsetzung.

Gl. 4-2 stellt die  $\text{NO}$ -Bildungsrate unter Vernachlässigung der Rückreaktion dar [6]:

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = \frac{6 \cdot 10^6}{T^{1/2}} \cdot e^{\left(\frac{-69090}{T}\right)} \cdot [\text{O}] \cdot [\text{N}_2] \quad \left[ \frac{\text{mol}}{\text{cm}^3 \text{ s}} \right]
 \tag{Gl. 4-2}$$

mit: [X]: Konzentration von X  
 T: Temperatur

Danach ist die  $\text{NO}$ -Bildung exponentiell von der Temperatur und linear von der Zeit und der Sauerstoffkonzentration abhängig. Besonders günstig für die Entstehung von thermischem  $\text{NO}$  ist somit die Zeitspanne, in der die Temperatur im verbrannten Gemisch am höchsten ist. Das ist etwa der Zeitraum zwischen Verbrennungsbeginn und Erreichen des maximalen Zylinderdrucks.

Der Gleichgewichtszustand liegt gegen Ende des Arbeitsspiels wegen der sinkenden Temperaturen bei einer niedrigen  $\text{NO}$ -Konzentration. Die Geschwindigkeit der Rückreaktion ist jedoch ebenfalls temperaturabhängig. Höhere Temperaturen führen zu einem schnellen Erreichen des Gleichgewichtszustands. Bei immer weiter abnehmender Temperatur friert die

Rückreaktion jedoch ein. Die Zeit reicht daher nicht aus, um den Gleichgewichtszustand gegen Ende des Arbeitsspiels zu erreichen.

**Prompt-NO** entsteht in der Flammenfront. Der Mechanismus wurde zuerst von Fenimore beschrieben [7]. Er ist aufgrund der vielen Reaktionsmöglichkeiten der hier maßgebenden CH-Radikale kompliziert und in der Literatur nicht einheitlich. Als eine gemeinsame Erkenntnis gilt wegen der kleineren Aktivierungsenergie die deutlich schwächere Temperaturabhängigkeit im Vergleich zu thermischem NO. Ebenso wird in allen Quellen die Abhängigkeit von der lokalen Brennstoffkonzentration genannt. Da die Flammenfront nur einen sehr kleinen Bereich umfasst und die Aufenthaltsdauern darin niedrig sind, ist der Anteil an Prompt-NO bei der konventionellen Dieselerverbrennung nahezu vernachlässigbar. Prompt-NO kann bei alternativen Brennverfahren, welche den Bereich der Bildung von thermischem NO meiden, eine Ursache für die trotzdem entstehenden NO<sub>x</sub>-Emissionen sein.

#### 4.2 Grenzen bei konventioneller Dieselerverbrennung

Die Entstehung der Schadstoffe ist, wie in Kapitel 4.1 beschrieben, abhängig von den thermodynamischen Bedingungen, unter denen die Reaktion des Brennstoffes abläuft. Die Abhängigkeit der Ruß- und NO<sub>x</sub>-Entstehung vom lokalen Luftverhältnis und von der Gastemperatur ist in Abbildung 4-3 [4] dargestellt.

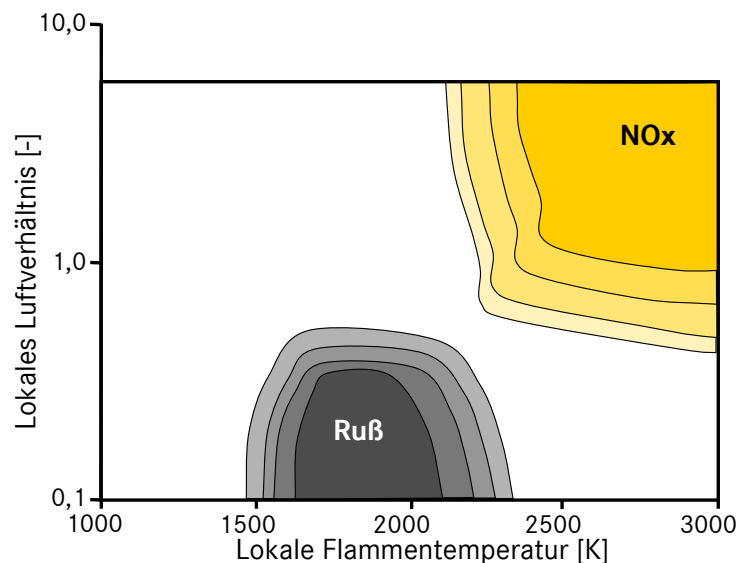


Abbildung 4-3: Bedingungen der Schadstoffentstehung nach [4]

Die Zustände während der konventionellen Dieselerverbrennung können durch die Betrachtung der einzelnen Zellen einer 3D-CFD-Simulation ermittelt werden [8]. Jeder Zelle sind zu jedem Zeitpunkt ein Luftverhältnis und eine Temperatur zugeordnet. Damit können die im Brennraum auftretenden Zustände in Abbildung 4-3 dargestellt werden. Diese liegen sowohl in der Zone der NO<sub>x</sub>-Bildung als auch im Bereich der Ruß-Produktion [4]. Auch die Emissionen einer typischen Diffusionsverbrennung belegen, dass diese sowohl die Gebiete der Ruß- als auch die der NO<sub>x</sub>-Entstehung erreicht. Während ein Großteil des entstandenen Rußes noch im Brennraum oxidiert, friert die Reduktionsreaktion der Stickoxide bei sinkenden Temperaturen ein.

Um nicht auf eine Schadstoffzersetzung während des Arbeitsspiels angewiesen zu sein, versuchen Ansätze alternativer Brennverfahren, den Bereich der Schadstoffentstehung zu meiden. Das Ziel ist die Darstellung einer ruß- und  $\text{NO}_x$ -freien Verbrennung.

Zur Vermeidung der Stickoxidemissionen müssen hohe Temperaturen, wie sie lokal in den Flammen auftreten, vermieden werden. In Verbindung mit der konventionellen Gemischbildung kann eine Absenkung der Temperaturen durch Abgasrückführung (AGR) erzielt werden. Die durch AGR verringerte Sauerstoffkonzentration im Brennraum führt jedoch zu einer verminderten Rußoxidation.

### 4.3 Vorteile der Homogenverfahren

Einen Ausweg aus dem als Ruß- $\text{NO}_x$ -Trade Off bekannten Konflikt kann ein alternatives Brennverfahren bieten. Analog zur Vormischverbrennung in der ersten Phase des konventionellen Brennverfahrens kann eine große Kraftstoffmenge möglichst homogen im Zylinder verteilt werden. Die Verbrennung beginnt dann mit der Selbstzündung an einer Stelle im Zylinder. Dieser folgen sofort Selbstzündungen in den vielen verteilten Verbrennungszonen im ganzen Brennraum. Durch die Distanz der Verbrennungsorte erfolgt eine Wärmeabgabe an die (kältere) Umgebung, welche die Temperatur deutlich unter der einer Flammenfront hält. Damit wird die in Abbildung 4-4 dargestellten Grenze von  $T = 2200 \text{ K}$  bei jeder Zündung nur für sehr kurze Zeit überschritten.

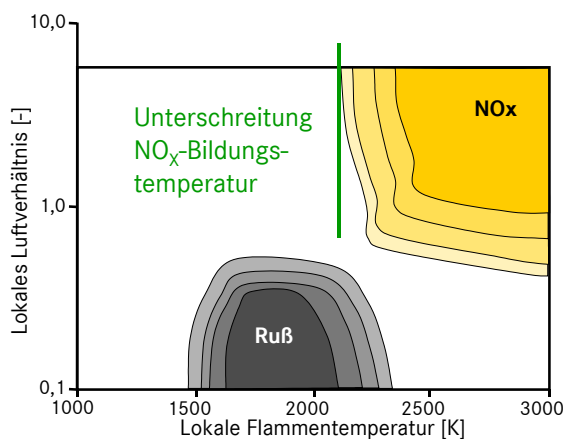


Abbildung 4-4: Grenze für die  $\text{NO}_x$ -Vermeidung

Die Vermeidung der Rußentstehung kann nach Abbildung 4-5 auf zwei Arten erreicht werden. Zur Erreichung eines lokalen Luftverhältnisses von  $\lambda_{\text{lokal}} > 0,7$  kann, wie zur  $\text{NO}_x$ -Vermeidung, die Diffusionsverbrennung des konventionellen Brennverfahrens ersetzt werden durch eine homogene Vormischverbrennung. Durch die der Verbrennung vorhergehende Verteilung des Kraftstoffs im Brennraum werden fette Zonen vermieden.

Eine andere Möglichkeit ist die Unterschreitung der Rußbildungstemperatur. Diese Grenztemperatur liegt etwa bei  $T = 1500 \text{ K}$  und damit deutlich unter der Grenztemperatur der  $\text{NO}_x$ -Entstehung. Für eine solch drastische Temperaturabsenkung ist eine starke Ladungsverdünnung zum Beispiel durch sehr hohe AGR-Raten nötig. Die niedrigen Prozess-temperaturen können dabei allerdings zu einer verschleppten und unvollständigen Umsetzung führen.

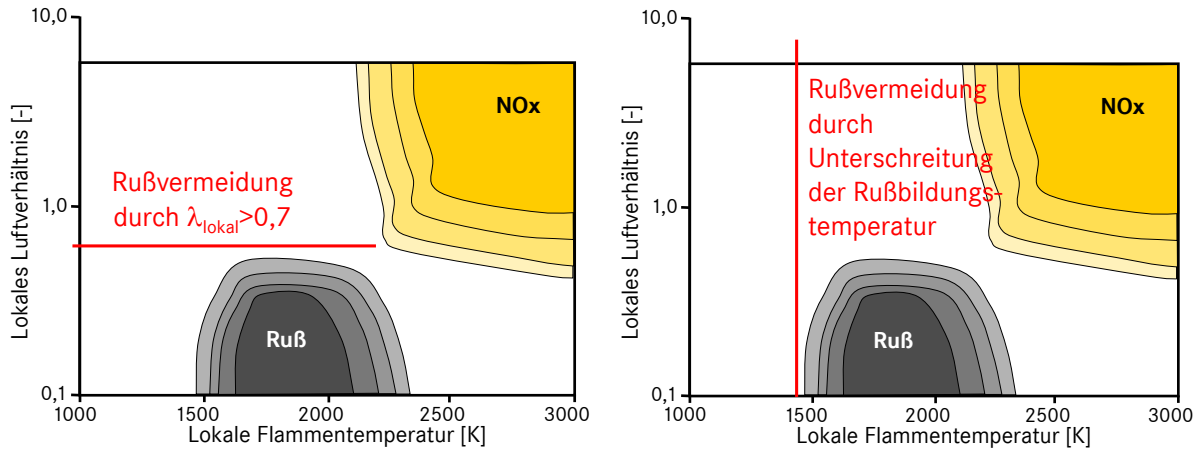


Abbildung 4-5: Grenzen für die Rußvermeidung

#### 4.4 Bewertung und Auswahl alternativer Brennverfahren

##### 4.4.1 Übersicht der Brennverfahren

Erste Untersuchungen der homogenen Verbrennung fanden an Zweitaktmotoren statt und wurden als „Active Thermo-Atmosphere Combustion“ (ATAC) bekannt [9]. Eine spätere Weiterentwicklung des Verfahrens trägt den Namen „Activated Radical Combustion“ (RAC) [10].

Die Vielzahl der heutigen Ansätze und Verfahren zur homogenen Verbrennung mit Dieselmotoren lässt sich in verschiedene Kategorien gliedern. Sinnvolle Unterscheidungskriterien sind der Ort der Gemischbildung, die Homogenität und der Zeitpunkt der Gemischbildung. Eine Gliederung anhand dieser Kriterien ist in Abbildung 4-6 dargestellt.

alternative Brennverfahren				
Saugrohreinspritzung		direkte Einspritzung		
homogen	teihomogen	homogen		Niedrig-Temperatur
		frühe Einspritzung	späte Einspritzung	
HCCI	HCDC	PREDIC	MK	LTC / DCCS
		UNIBUS	HPLI	MULDIC
		PCI		CHHC
		NADI		
		HCLI		

Abbildung 4-6: Übersicht alternative Diesel-Brennverfahren

### HCCI und HCDC

Erste Berichte über die homogene Verbrennung am Viertaktmotor bezeichnen das Brennverfahren als „Compression Ignited Homogeneous Charge“ (CIHC) [11].

Die heute für diese Verfahren weit verbreitete Bezeichnung „Homogeneous Charge Compression Ignition“ (HCCI) stammt von Thring [12]. Er verwendete erstmals auch Dieselmotoren für seine Untersuchungen und benutzte eine Saugrohreinjection zur Erzeugung eines homogenen Gemischs.

Das „Homogeneous Charge Diesel Combustion“ (HCDC) [13], [14] genannte Verfahren ist die Kombination einer homogenen Verbrennung mit äußerer Gemischbildung und einer Direkteinspritzung mit konventioneller Lage um den oberen Totpunkt. Die direkte Einspritzung dient zur Steuerung der Verbrennung. Die Größe des Vormischanteils bestimmt die Reduzierung von Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen, aber auch die Zunahme der HC- und CO-Konzentration im Abgas.

### PREDIC

Das „Premixed Lean Diesel Combustion“ (PREDIC) [15], [16] genannte Brennverfahren des japanischen New ACE Institute bezeichnet die frühe Einbringung des Kraftstoffs in den Brennraum während der Kompressionsphase. Die Einspritzung kann mittels eines zentral angeordneten Injektors erfolgen oder mit zwei seitlich eingebauten, zur Zylindermitte ausgerichteten Injektoren. Abbildung 4-7 zeigt beide Möglichkeiten.

Der Vorteil der seitlichen Injektoren ist die größere freie Weglänge der Einspritzstrahlen. Ein Wandkontakt kann damit besser verhindert werden. Für eine Reduzierung der Eindringtiefe sind die beiden Injektoren so angeordnet, dass ihre Strahlen in der Zylindermitte kollidieren.

Die Ergebnisse des PREDIC-Verfahrens sind

- geringe  $\text{NO}_x$ - und Ruß-Emissionen
- erhöhte HC- und CO-Emissionen
- höherer Kraftstoffverbrauch
- Begrenzung des darstellbaren Lastbereichs nach oben durch hohe Druckgradienten.

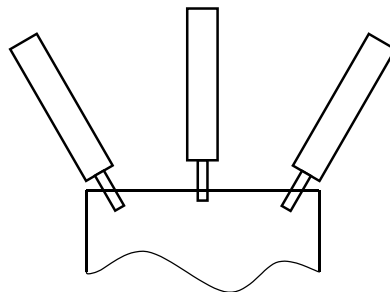


Abbildung 4-7: PREDIC-Injektoranordnung

## UNIBUS

Das „Uniform Bulky Combustion System“ (UNIBUS) [17] ist von Toyota entwickelt worden. Zur Einspritzung wird eine Umlenkdüse benutzt wie in Abbildung 4-8 A und B dargestellt. Dabei kann die Düse nach innen öffnend (A) oder nach außen öffnend (B) sein.

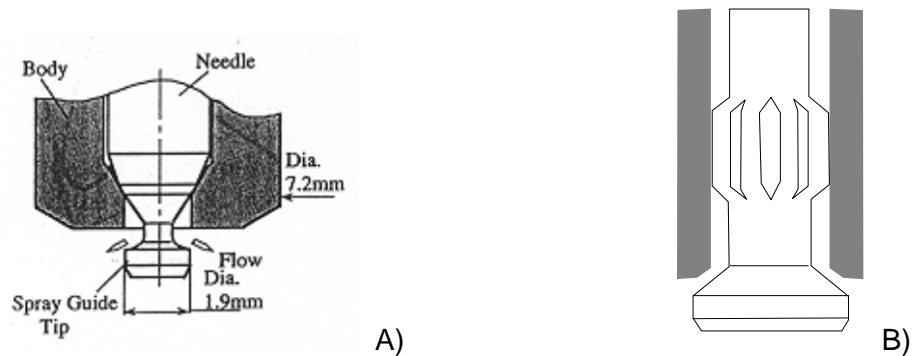


Abbildung 4-8: UNIBUS-Umlenkdüsen

Diese Umlenkdüse verringert auch bei sehr früher Einspritzung den Wandkontakt durch Bildung einer Spraywolke mit geringer radialer Ausdehnung. Als guter Kompromiss zwischen niedrigen  $\text{NO}_x$ - und Ruß-Emissionen bei Einspritzung zwischen 100 und 80 °KW v. OT und geringen HC-Emissionen sowie gutem Wirkungsgrad bei etwa 40 bis 20 °KW v. OT ergibt sich eine Einspritzung ab etwa 60 °KW v. OT.

## PCI

Das von Mitsubishi entwickelte Verfahren „Premixed Compression Ignited“ (PCI) ähnelt dem UNIBUS. Eine spezielle Düse soll die Eindringtiefe und damit den Wandauftrag der frühen Einspritzungen reduzieren. Die Selbstzündung des homogenen Gemischs wird hier durch eine deutliche Absenkung des Verdichtungsverhältnisses ( $\epsilon$ ) auf 12 verzögert.

## NADI

Das „Narrow Angle Direct Injection“ (NADI) [18], [19], [20], [21] genannte Verfahren ist vom IFP entwickelt worden. Eine frühe Einspritzung ohne Wandauftrag soll hier ermöglicht werden durch eine Düse mit kleinem Einspritzwinkel. Beim NADI-Verfahren liegt dieser bei 50 bis 100 °, während die konventionelle Einspritzung weite Spritzwinkel im Bereich 145 bis 160 ° benutzt. Abbildung 4-9 [20] zeigt, dass der Brennraum an die veränderte Einspritzstrahlgeometrie angepasst ist.

Zum NADI-Konzept gehört die „dual mode combustion“. Diese bezeichnet die Möglichkeit, mit der gleichen Konfiguration sowohl den Homogenbetrieb mit früher Gemischbildung als auch einen dem konventionellen ähnlichen Betrieb darzustellen. Dadurch erzeugen die Emissionsverbesserungen im Teillastbereich keine oder eine nur geringe Reduzierung der Vollast des Motors.

Mit Hilfe eines variablen Ventiltriebs können die Steuerzeiten verändert werden. Auf diese Weise kann das effektive Verdichtungsverhältnis für den Homogenbetrieb abgesenkt werden, damit die Selbstzündung nicht zu früh erfolgt. Im Heterogenbetrieb ist es möglich, die Verdichtung für den jeweiligen Lastpunkt anzupassen und damit sowohl guten Verbrauch als auch gute Volllastwerte darzustellen.

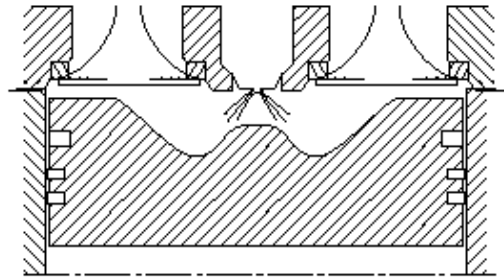


Abbildung 4-9: NADI-Brennraum [20]

### HCLI

Das Verfahren „Homogeneous Charge Late Injection“ (HCLI) wird von der AVL entwickelt. HCLI ist der Versuch einer Realisierung der HCCI-Verbrennung mit einer volllastfähigen Brennraum- und Düsengeometrie und Direkteinspritzung, wie in Abbildung 4-10 [22] dargestellt. Der dadurch vorgegebene weite Spritzwinkel beschränkt den frühestmöglichen Einspritzzeitpunkt durch erhöhten Wandauftrag. Dadurch kann auch im Bereich der homogenen Verbrennung eine vollständige Homogenisierung des Gemischs wie beim HCCI-Verfahren nicht erfolgen. Bei Spritzbeginn um 40 °KW v. OT verdampft jedoch ein Großteil des eingebrachten Kraftstoffes vor dem Beginn der Verbrennung und erzeugt so Selbstzündungen gleichzeitig in vielen Zonen im ganzen Brennraum. Eine weitere Absenkung der Gastemperatur erfolgt durch Einsatz von AGR. Mit beiden Maßnahmen werden wie in Kapitel 4.3 beschrieben Ruß- und NO<sub>x</sub>-Entstehung deutlich reduziert.

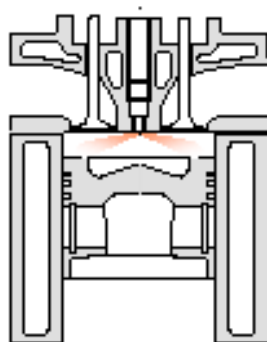


Abbildung 4-10: HCLI-Brennraum [22]

Zusätzlich zur Ladungsverdünnung durch AGR wird bei HCLI-Betrieb eine Absenkung des Verdichtungsverhältnisses ( $\epsilon$ ) auf 16 oder 14 benutzt, um den Zündverzug zu vergrößern und somit die Vormischdauer zu erhöhen.



## **MK**

Das „Modulated Kinetics“-Verfahren (MK-Verfahren) wurde von Nissan entwickelt [23], [24]. Es gehört in die Kategorie der homogenen Brennverfahren mit später Einspritzung. Auch hier wird versucht, einen langen Zündverzug und somit genügend Zeit zur Gemischhomogenisierung vor der Selbstzündung darzustellen. Im Gegensatz zu den Verfahren mit früher Einspritzung findet die Gemischbildung jedoch später statt als bei der konventionellen Verbrennung. Durch die Gemischbildung erst nach OT sind die maximalen Temperaturen und Drücke der Kompression bereits wieder unterschritten, wenn der Kraftstoff verdampft. Dadurch wird der Zündverzug verlängert. Zusätzlich werden hohe AGR-Raten benutzt, um die durch die späte Verbrennungslage ohnehin schon niedrigen Verbrennungstemperaturen weiter zu senken. Neben der Verlängerung des Zündverzugs ist zur Trennung von Einspritzung und Verbrennung auch eine verkürzte Einspritzdauer vorteilhaft. Die dazu notwendige hohe Einspritzrate verlangt einen möglichst hohen Einspritzdruck oder einen großen hydraulischen Durchfluss der Düse (siehe auch Kapitel 5.5). Während ein hoher Einspritzdruck die Gemischbildung verbessert, führen größere Düsenlöcher zu größeren Tropfendurchmessern des Kraftstoffs beim Verlassen der Düse und somit zu schlechterer Verdampfung. Unabhängig von der speziellen Düsengeometrie wird ein hoher Drall benutzt, um die Gemischbildung zu verbessern. Durch die damit schnellere Verbrennung kann der Drall auch zur Verbesserung des Wirkungsgrads dienen.

Die Vermeidung der Rußbildung erfolgt beim MK-Verfahren durch eine vorgemischte Verbrennung, die  $\text{NO}_x$ -Emissionen werden zusätzlich durch die verringerte Verbrennungstemperatur gesenkt.

## **HPLI**

Mit dem „Highly Premixed Late Injection“ (HPLI) genannten Verfahren hat die AVL das oben beschriebene MK-Verfahren aufgegriffen [22]. Hier wird ebenfalls eine Ladungshomogenisierung durch eine sehr späte Einspritzung erzeugt. Die Trennung von Einspritzung und Verbrennung erfolgt durch hohe Einspritzraten und verringerte Temperaturen und Drücke zum Zeitpunkt der Gemischbildung. Durch das Ausbleiben der Diffusionsverbrennung wird die Entstehung von Ruß vermieden. Die  $\text{NO}_x$ -Emissionen werden durch moderate AGR-Raten zur Ladungskühlung niedrig gehalten.

## **HiMICS**

Das „Homogeneous charge Intelligent Multiple Injection Combustion System“ (HiMICS) kombiniert die frühe Einspritzung zur Homogenisierung mit einer weiteren zu einem konventionellen Zeitpunkt [25]. Für die Untersuchungen wurden eine 6-Loch Düse sowie eine 30-Loch Düse zur verbesserten Gemischaufbereitung und verringerten Strahleindringtiefe verwendet. Es zeigt sich, dass auch bei höherer Last Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen gesenkt werden können. Allerdings stellen sich ein erhöhter Verbrauch und hohe HC- und CO-Emissionen ein.

## **MULDIC**

Das „Multiple stage Diesel Combustion“ Verfahren (MULDIC) stammt wie das PREDIC-Verfahren vom New Ace Institute. Es stellt eine Weiterentwicklung dar, bei der die Vormischverbrennung des PREDIC-Verfahrens mit einer konventionellen Dieselverbrennung

kombiniert wird [26]. Dabei werden auch die verschiedenen für PREDIC benutzten Anordnungen des Einspritzsystems benutzt. Die frühen Einspritzungen erfolgen mit Hilfe der zwei seitlich eingebauten Injektoren, deren Strahlen eine große freie Weglänge haben. Dadurch kann Kraftstoff-Wandauftrag reduziert werden. Für die folgende, konventionelle Einspritzung wird ein zentral angeordneter Injektor benutzt, dessen Einspritzgeometrie für diese Verbrennung optimiert ist. Auf diese Weise erfolgen sowohl die frühen Einspritzungen als auch die Haupteinspritzung mit angepasster Geometrie. Der Hardware-Aufwand ist dadurch allerdings deutlich vergrößert. Die Kombination der zwei Brennverfahren eröffnet einen größeren Kennfeldbereich als der rein homogene Betrieb. Die Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen sind gegenüber dem konventionellen Betrieb verringert. Obwohl die HC-Emissionen besser sind als bei PREDIC, zeigen sich im Vergleich zum konventionellen Betrieb erhöhte HC- und CO-Emissionen sowie erhöhter Verbrauch.

### **LTC / DCCS**

Von Toyota ist ein Brennverfahren unter dem Namen „Low Temperature Combustion“ (LTC) entwickelt worden [27]. Dieses Brennverfahren wird zusammen mit einer Abgasnachbehandlung mittels  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysator genutzt. Es wird gezeigt, dass selbst bei fetten Gemischen, wie sie bei der Regeneration des Speicherkatalysators angewendet werden, eine rauchfreie Verbrennung erzeugt werden kann, wenn die AGR-Rate groß genug ist [28], [29]. Dieses Brennverfahren ist von der AVL unter dem Namen „Dilution Controlled Combustion System“ (DCCS) untersucht worden [22].

Die Vermeidung von Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Entstehung bei diesem Brennverfahren basiert nicht auf der Bildung eines homogenen Gemischs und der Unterbindung einer Diffusionsverbrennung. Wie beim konventionellen Brennverfahren findet die Einspritzung kurz vor dem oberen Totpunkt statt. Durch eine extrem hohe AGR-Rate von 60 bis 80 % wird die Temperatur im Zylinder unterhalb der Rußbildungstemperatur gehalten. Da diese deutlich kleiner ist als die Temperaturschwelle für  $\text{NO}_x$ -Entstehung, bleibt jene ebenfalls unterdrückt. Die Gemischbildung bei diesem Brennverfahren ist gegenüber dem konventionellen nicht verändert. Daher ist die Geometrie des Brennraums unverändert, und eine Kombination von LTC/DCCS und konventionellem Brennverfahren in unterschiedlichen Kennfeldbereichen ist möglich. Das Brennverfahren besitzt einige Nachteile, die es nicht zu einem Ersatz der konventionellen Verbrennung werden lassen. Der Hochdruckwirkungsgrad ist niedrig, da die Verbrennung durch die hohe AGR-Rate verschleppt wird. Die HC- und CO-Emissionen sind durch die niedrigen Temperaturen im Brennraum und durch die verschleppte Verbrennung stark erhöht [30]. Die notwendigen, hohen AGR-Raten erfordern eine gute Kühlung, erschweren instationären Betrieb deutlich und beschränken den Lastbereich aufgrund der Zylinderfüllung [22].

## **4.4.2 Kriterien zur Bewertung**

### **Bauteilnaufwand**

Bei der Auswahl eines geeigneten Brennverfahrens wird darauf geachtet, dass möglichst keine Zusatzteile benötigt werden. Damit sollen sowohl der Platzbedarf und damit der Konstruktionsaufwand gering gehalten werden als auch der spätere Systempreis. Auch mit der Einführung eines alternativen Brennverfahrens wird der konventionelle Betrieb in einigen Kennfeldbereichen erhalten bleiben. Für die konventionelle Verbrennung gilt die

Direkteinspritzung als das beste System. Deshalb sollte auch für den alternativen Betrieb ein Brennverfahren mit direkter Einspritzung gewählt werden. Das Ziel ist, für beide Brennverfahren das gleiche Einspritzsystem zu nutzen. Zusätzliche Kosten und zusätzlicher Platzbedarf für ein zweites System entfallen so. Aus diesem Grund werden Brennverfahren mit Saugrohreinspritzung in dieser Arbeit nicht weiter verfolgt.

### **Kennfeldbereich**

Bei homogenen und teilhomogenen Brennverfahren ist durch die frühe Umsetzung und die starke Abgasrückführung der Enthalpiestrom zur Turbine verringert. Der Turbolader kann so das Luftverhältnis bei hoher AGR-Rate meist nicht ausgleichen. Die AGR-Rate ist dadurch nach oben begrenzt. Daher führt die Erhöhung der vorhomogenisierten Menge zu größeren Druckanstiegen bei der Verbrennung. Diese bedeuten mechanische und akustische Nachteile. Es entsteht eine Lastgrenze für diese alternativen Verfahren. Auch die Niedrigtemperatur-Verbrennung erreicht aufgrund der begrenzten Füllung und des hohen benötigten AGR-Anteils eine Lastgrenze, über der sich der Wirkungsgrad wegen der verschleppten Verbrennung deutlich verschlechtert.

Alle alternativen Ansätze sind damit nur für einen Teil des Motorkennfelds einsetzbar und müssen deshalb kombinierbar mit anderen Brennverfahren sein.

### **Kombinierbarkeit**

Die Kombinierbarkeit eines alternativen Brennverfahrens mit solchen für andere Kennfeldbereiche setzt voraus, dass mit einem ausgewählten Einspritzsystem und der Brennraumgeometrie beide Verfahren dargestellt werden können. Ansonsten müssen unterschiedliche Einspritzsysteme für die verschiedenen Brennverfahren am Motor Platz finden. Letztere Möglichkeit entspricht jedoch nicht dem Wunsch nach geringem Bauteilaufwand. Damit werden nur Systeme ausgewählt, welche mit derselben Hardware sowohl den alternativen Ansatz als auch den restlichen Kennfeldbereich abdecken.

### **Transientbetrieb und Umschaltung**

Allen Verfahren gemein ist eine erhöhte AGR-Rate. Für ein festes Luftverhältnis muss sich mit der Erhöhung der AGR-Rate auch die Aufladung erhöhen. Die AGR-Regelung erfolgt bei heutigen Motoren durch Proportionalventile in Rohrleitungen. Durch das Volumen in den Leitungen ist die Regelung sehr träge. Es ist so nicht möglich, die AGR-Rate arbeitsspielgenau einzustellen. Zusätzliche Regler wie eine variable Ventilsteuerung für die schnelle Dosierung interner AGR sind selten und liefern deutlich heißere zurückgeführte Abgase. Diese sind zum Verzögern und Kühlen der Verbrennung schlechter geeignet. Somit folgt aus einem hohen AGR-Bedarf auch eine Erschwernis für den Transientbetrieb, insbesondere bei Übergängen von einem zu einem anderen Brennverfahren.

Neben der reinen Einsatzmöglichkeit der Hardware im gesamten Kennfeld sind die möglichen Übergänge von einem Verfahren zum anderen möglichst unauffällig zu gestalten. Die teilhomogenen Ansätze bieten die Möglichkeit, mit zunehmender Annäherung an die Verfahrensgrenze allmählich ins konventionelle Verfahren überzugehen. Dazu kann der vorgemischt verbrennende Teil verkleinert und der konventionelle Anteil vergrößert werden. Der LTC-Betrieb dagegen muss wie die rein homogene Verbrennung übergangslos

umgeschaltet werden. Eine solche Umschaltung kann akustisch wahrnehmbar sein. Aufgrund des hohen benötigten AGR-Anteils ist der mit LTC nutzbare Kennfeldbereich so klein, dass zur Erfüllung zukünftiger Abgasnormen eventuell weitere alternative Brennverfahren notwendig werden.

Aus diesen Gründen werden sowohl die rein homogenen Verfahren als auch die Niedrigtemperaturverbrennung nicht für diese Arbeit ausgewählt.

### **Gemischbildung und Wandauftrag**

Die teilhomogenen Verfahren senken die Schadstoffemissionen durch die Vormischung eines möglichst hohen Anteils des eingespritzten Kraftstoffs vor der Entzündung. Bei den vollhomogenen Verfahren ist die gesamte Menge vorgemischt. Die Zeit zwischen Einspritzbeginn und Brennbeginn, der Zündverzug, vergrößert sich mit niedrigeren Temperaturen. Daher wird zur Homogenisierung der Bereich um OT mit den höchsten Zylindertemperaturen gemieden. Die Einspritzung erfolgt entweder deutlich vor OT oder erst danach.

Bei der frühen Einspritzung sind die thermodynamischen Bedingungen für einen langen Zündverzug eher geeignet. Die zeitliche Trennung von Einspritzung und Verbrennung muss nicht unbedingt mit einer besonders hohen Einspritzrate erzeugt werden, wie dies bei der späten Homogenisierung der Fall ist. Eine hohe Einspritzrate führt zu einem großen Strahlimpuls und damit zu einer großen Strahleindringtiefe. Bei später Einspritzung kann der mit hohem Impuls eingebrachte Strahl noch die Kolbenmulde erreichen. Diese muss dann so ausgelegt sein, dass sie sowohl konventionell eingebrachten Kraftstoff richtig verteilt als auch den späten Strahl so leitet, dass sich eine gute Kraftstoffverteilung ergibt. Dieser Zielkonflikt wird mit der frühen Einspritzung vermieden. Der früh eingespritzte Kraftstoff erreicht die Kolbenmulde noch nicht. Daher muss die Mulde nur für die Haupteinspritzung optimiert sein.

Da die frühen Einspritzungen die Kolbenmulde nicht erreichen und deshalb von dieser nicht umgelenkt werden können, besteht die Gefahr, dass der Kraftstoff bis zur Zylinderwand vordringt. An der Wand kühlt der Kraftstoff ab, verflüssigt sich und verdünnt das Öl oder verdampft spät im Verbrennungszyklus, ohne noch vollständig zu verbrennen. Dadurch verschlechtern sich die Emissionen deutlich, der Verbrauch steigt und die Schmierfähigkeit des Öls lässt nach. Für ein gutes Brennverfahren muss der Kraftstoff-Wandkontakt daher unterbunden werden. Zur Vermeidung des Wandkontakts können verschiedene Möglichkeiten genutzt werden. Dazu zählen

- die Verkleinerung des Höhenwinkels der Einspritzstrahlen (Spritzwinkel), um die freie Strahllänge bis zur Wand zu vergrößern
- eine schnellere Verdampfung durch kleinere Einspritzlöcher in der Düse und damit kleinere Tropfendurchmesser
- ein geringerer Strahlimpuls durch kleineren Einspritzdruck (der jedoch den Tropfendurchmesser vergrößert)

- ein geringerer Strahlimpuls durch Aufteilung der Menge auf mehrere voneinander abgesetzte Einzeleinspritzungen

Die einzelnen Maßnahmen unterscheiden sich durch die Art ihrer Anwendung. Die beiden ersten erfordern einen Eingriff in die Geometrie der Düse. Diese kann optimiert werden, ist danach aber für den Betrieb im gesamten Kennfeld unveränderlich. Deshalb ist das Ziel der Optimierung, sowohl eine (teil-)homogene Verbrennung darzustellen als auch den Motor im gesamten bisher nutzbaren Kennfeldbereich betreiben zu können.

Die anderen beiden Maßnahmen sind über die Applikation des Brennverfahrens einstellbar und können in sinnvollen Kennfeldbereichen genutzt werden, während sie auf andere Bereiche keinen Einfluss haben. Grundsätzlich sind die verschiedenen Maßnahmen miteinander kombinierbar.

Die Absenkung des Einspritzdrucks kann negativen Einfluss auf die Gemischbildung haben. Die Tropfen in dem entstehenden Spray sind weniger fein als mit höherem Einspritzdruck und die Einspritzdauer ist für die gleiche Menge länger. Daher ist eine generelle Druckabsenkung nicht zielführend. Ein optimaler Einspritzdruck ist für verschiedene Mengen und Betriebspunkte jeweils zu bestimmen.

Die Aufteilung der zu homogenisierenden Kraftstoffmenge auf mehrere Einspritzungen erscheint sinnvoll. Die einzelnen Einspritzungen werden mit möglichst kurzer Pause hintereinander ausgeführt. In diesem Zusammenhang wird auch von Einspritz-Pulsen oder Einspritz-Takten gesprochen. Durch die Pausen wird die Gesamtlänge der Pulse länger als bei nur einer Einspritzung. Für die Gemischbildung gibt es aber trotzdem einen großen Vorteil. Die Trennung in Pulse führt dazu, dass zwischen den einzeln eingebrachten Kraftstoffpaketen immer wieder Luft ist. Dies muss zu einer verbesserten Mischung von Kraftstoff und Luft führen. Zusätzlich wird die Strahlreichweite durch die Taktung verringert. Der Impuls kann über die Luft im Strahl nicht auf den Kraftstoff des früheren Pulses übertragen werden. Mit Hilfe des Dralls im Brennraum werden nach dem Verdampfen die einzelnen Pakete von der geraden Strahlbahn abgelenkt und verteilen sich so gut im Brennraum. In [31] wird für einen Betrieb ohne Taktung eine deutlich engere Einschränkung der Lage der Einspritzung für die Homogenmenge genannt. Früher als 30 °KW v. OT kann danach nicht eingespritzt werden, ohne dass Wandauftrag entsteht.

#### 4.4.3 Ergebnis

Mit Hilfe der zuvor definierten Kriterien können verschiedene alternative Verfahren bewertet und ausgeschlossen werden. Als zu untersuchendes Brennverfahren wird ein teilhomogenes Brennverfahren mit direkter Einspritzung gewählt. Dadurch bleibt der Bauteil Aufwand gleich. Zusätzlich kann die Kraftstoffmenge arbeitsspielgenau eingestellt werden. Der Übergang zum konventionellen Betrieb kann kontinuierlich ausgelegt werden. Der Anteil der Homogenmenge an der Gesamtmenge ist wie auch der Einspritzdruck und die AGR-Rate veränderlich und Betriebspunktabhängig. Der homogene Anteil kann dabei Werte zwischen nahe 0 % (konventionelle Verbrennung) und 100 % (vollhomogene Verbrennung) annehmen. Zur Vermeidung von Kraftstoff-Wandauftrag wird eine gepulste Einbringung der Homogenmenge benutzt.

## Auswirkung

Ein Vergleich von vollhomogener und teilhomogener mit der konventionellen Verbrennung ist beispielhaft in Abbildung 4-11 dargestellt. Die Gesamteinspritzmenge ist bei allen drei Verfahren mit  $19 \text{ mm}^3$  gleich. Die Drehzahl beträgt  $2000 \text{ min}^{-1}$ . Die Einspritzstrategie ist im unteren Diagramm „Injektor-Ansteuerung“ dargestellt.

Das konventionelle Verfahren arbeitet mit zwei Voreinspritzungen und einer Haupteinspritzung. Die Einspritzmenge der beiden Voreinspritzungen zusammen ist mit  $3,6 \text{ mm}^3$  deutlich kleiner als bei den beiden anderen Verfahren. Sie wird hier nicht homogenisiert, sondern dient der Verringerung des Druckgradienten durch Absenkung der während des Zündverzugs eingespritzten Menge. Im Heizverlauf der konventionellen Verbrennung ist ein kleiner Umsatz vor der Verbrennung der Haupteinspritzung zu sehen. Dieser verkürzt den Zündverzug der Haupteinspritzung erheblich.

Das teilhomogene Verfahren kombiniert die frühe gepulste Einspritzung einer großen Kraftstoffmenge mit einer Einspritzung im OT-Bereich. Der Heizverlauf zeigt daher wie beim vollhomogenen Verfahren die zweistufige Verbrennung des homogenisierten Kraftstoffs vor OT mit einer anschließenden Verbrennung der Haupteinspritzung. Die zweistufige Umsetzung der früh eingebrachten Menge ist typisch für eine homogene Verbrennung mit Diesel. Es gibt zunächst Vorreaktionen, die zu einem kleinen lokalen Maximum im Heizverlauf führen. Diese Vorreaktionen gehören zum Mechanismus der Niedertemperatur-Oxidation und werden auch als „cool flame“ bezeichnet. Durch die Erhöhung der Temperatur zerfallen die Edukte der Vorreaktionen. Die Energiezufuhr zum Zylinder stoppt wieder. Erst nach einer längeren Zeit beginnt die Hochtemperatur-Oxidation, die auch „hot flame“ genannt wird. Sie ist gekennzeichnet durch eine schlagartige Wärmefreisetzung (im Heizverlauf erkennbar an der starken Energiezunahme im Zylinder). Diese führt zu einem steilen Anstieg des Drucks im Zylinder. Im Zusammenspiel mit der frühen Lage der Umsetzung im Arbeitsspiel stellt sich ein deutlich höherer Spitzendruck im Zylinder ein als bei der konventionellen Verbrennung. Die Umsetzung der Heterogenmenge läuft als Diffusionsverbrennung ab. Die diffusionskontrolliert umgesetzte Kraftstoffmenge ist jedoch wegen der großen Voreinspritzmenge deutlich kleiner als bei der konventionellen Verbrennung. Wegen der Kombination aus homogener und heterogener Verbrennung trägt dieses Brennverfahren den Arbeitstitel „**CHHC**“ (Combined Homogeneous Heterogeneous Combustion). Bei der Gegenüberstellung wurde für das CHHC-Verfahren der Spritzwinkel verkleinert, die Kolbenmuldengeometrie an diesen Winkel angepasst und das geometrische Verdichtungsverhältnis von ca. 18 auf ca. 16 abgesenkt.

Bei der homogenen Verbrennung ist die gesamte Einspritzmenge auf die drei frühen Pulse aufgeteilt. In Abbildung 4-11 ist das Gegensteuern zur Einhaltung der mechanischen Grenzen an der deutlich höheren AGR-Rate zu erkennen. Da die gesamte Einspritzmenge homogenisiert und dann schlagartig umgesetzt wird, entsteht der größte Druckgradient und der Maximaldruck im Zylinder ist sogar leicht höher als der bei teilhomogener Verbrennung.

Die beispielhaft dargestellten unterschiedlichen Druck- und Heizverläufe werden von verschiedenen Arten der Kraftstoff-Umwandlung erzeugt. Die Güte dieser Prozesse lässt sich durch eine Verlustteilung genauer analysieren. Mit der Verlustteilung in Abbildung 4-12

können die prinzipiellen Unterschiede zwischen konventioneller Verbrennung und CHHC in einem jeweils angepassten Brennraum dargestellt werden.

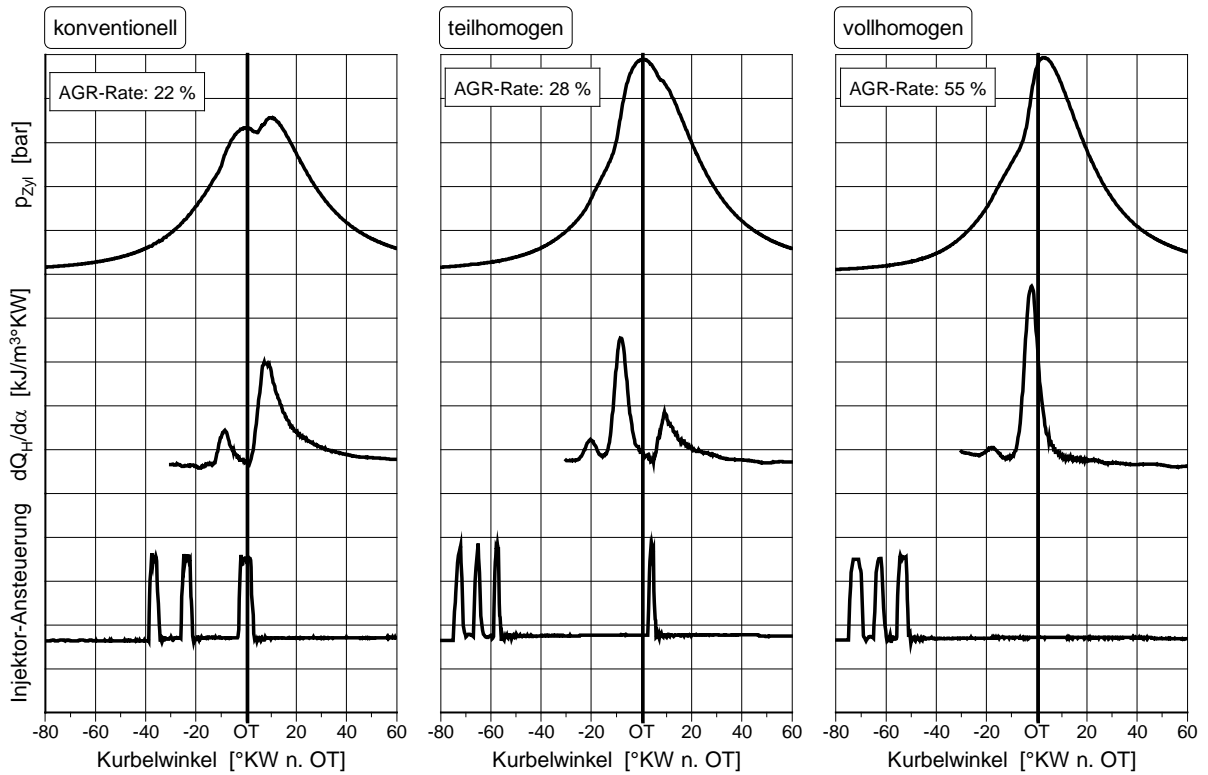


Abbildung 4-11: Beispiele verschiedener Brennverfahren

Abbildung 4-12 zeigt die Auswertung der Verlustteilung für den Betriebspunkt 2000 min<sup>-1</sup> und 19 mm<sup>3</sup> bei NO<sub>x</sub>-Emissionen von etwa 0,5 g/kWh. In beiden Brennverfahren wird dieser Betriebspunkt mit über 35 % AGR dargestellt.

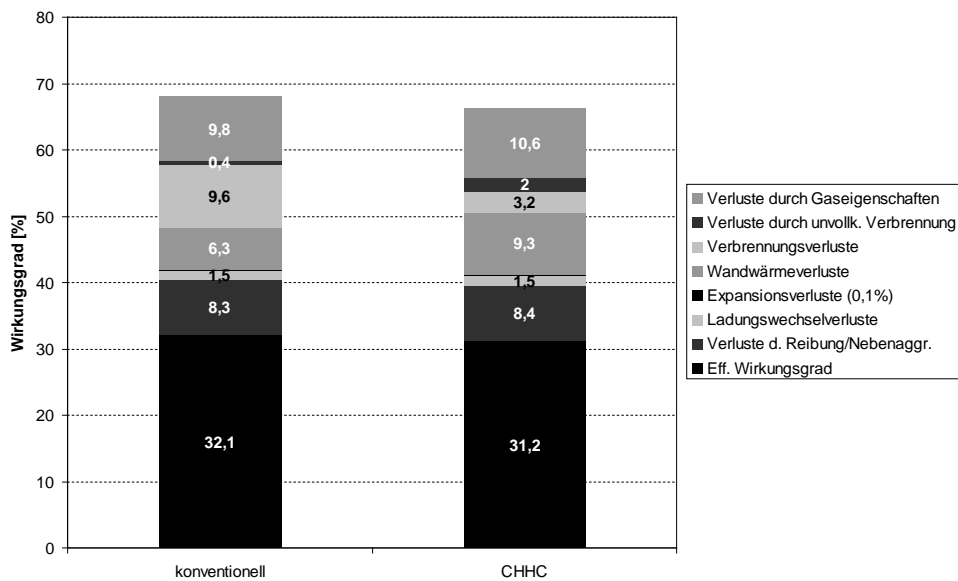


Abbildung 4-12: Verlustteilung 2000 min<sup>-1</sup> / 19 mm<sup>3</sup>

Die Ansteuerbeginne der Haupteinspritzung liegen für beide Brennverfahren kurz vor OT. Für das konventionelle Brennverfahren und den CHHC-Betrieb wird das gleiche Einspritzsystem verwendet. In diesem Fall ist das Verdichtungsverhältnis im CHHC-Betrieb von knapp 18 auf 15,5 abgesenkt worden. Der Spritzwinkel ist von 156 ° im konventionellen Brennverfahren auf 120 ° im CHHC-Betrieb reduziert.

Die Verlustteilung in Abbildung 4-12 ist mit dem Programm Obelix der Firma Daimler berechnet. Dieses ist ein in die AVL Indizierauswertung IndiCom integriertes Programm zur Verbrennungsanalyse. Sehr ähnlich dem Vorschlag in [32] zeigt die Verlustteilung, ausgehend vom Idealprozess, die Verluste durch verschiedene Einflüsse. Diese sind im Folgenden beschrieben.

Der Idealprozess ist der Gleichraumprozess. Der Wirkungsgrad hängt nur von der Verdichtung und dem Isentropenexponent ab und bestimmt sich nach Gl. 4-3.

$$\eta = 1 - \varepsilon^{1-\kappa} \quad \text{Gl. 4-3}$$

mit  $\varepsilon$ : Verdichtungsverhältnis  
 $\kappa$ : Isentropenexponent idealer Luft

Die Verluste durch Realgaseigenschaften beschreiben das Delta zum maximal möglichen, thermischen Wirkungsgrad. Sie werden durch eine Prozessrechnung bestimmt, welche die reale Zylinderladung berücksichtigt und die Stoffwerte von der Gemischzusammensetzung abhängig macht. Weiterhin gelten die folgenden Annahmen:

- idealer Ladungswechsel im UT
- adiabate Kompression und Expansion
- keine Leckage
- vollständige Verbrennung
- idealer Brennverlauf mit vollständiger Umsetzung im OT

Zur Bestimmung der Verluste durch unvollkommene Verbrennung wird eine Prozessrechnung mit einem Brennverlauf durchgeführt, der nicht mehr den kompletten Brennstoff bis zum chemischen Gleichgewicht umsetzt, sondern die Verluste durch die gemessenen HC- und CO-Emissionen berücksichtigt.

Die Verbrennungsverluste entstehen durch die endliche Umsetzungsdauer und die reale Schwerpunktlage. Zur Bestimmung der Verluste wird eine Prozessrechnung nicht mehr mit einem Dirac-Brennverlauf im oberen Totpunkt durchgeführt, sondern mit realer Lage und Dauer.

Für die Berechnung der Wandwärmeverluste muss die Energie, die den Zylinder als Wandwärme verlässt, bestimmt werden. Dazu wird das Modell für den Wandwärmeübergang nach Woschni-Huber benutzt. Ist der Wandwärmeübergang zu jedem Zeitpunkt bestimmbar, so lässt sich mit einer Prozessrechnung ein Druckverlauf für einen nicht adiabaten Zylinder und daraus auch der Wirkungsgrad mit Wandwärmeverlusten errechnen.



Der Ladungswechsel bewirkt zwei Arten von Verlusten. Zum einen handelt es sich um die Ladungswechselschleife im p-V-Diagramm. Dieser Verlust wird nach der UT-UT-Methode bestimmt, welche die Trennung zwischen Hochdruck- und Ladungswechsel jeweils im UT setzt. Zum anderen können weitere Verluste während der Expansion entstehen, da das Öffnen der Auslassventile normalerweise vor UT beginnt und ab diesem Zeitpunkt der vorhandene Zylinderdruck in das Abgassystem entweicht. Dadurch wird die Volumenänderungsarbeit reduziert. Zur Bestimmung der Verluste durch den Ladungswechsel wird der indizierte Wirkungsgrad aus dem gemessenen Druckverlauf im Zylinder bestimmt, wie in Gl. 4-4 angegeben.

$$\eta_i = \frac{i \cdot n \cdot \oint p dV}{\dot{m}_B \cdot H_U} \quad \text{Gl. 4-4}$$

mit  $i$ : Taktzahl (0,5 für 4-Takt-, 1 für 2-Takt-Betrieb)  
 $n$ : Motordrehzahl  
 $\dot{m}_B$ : Brennstoffmassenstrom pro Zylinder  
 $H_U$ : Heizwert des Brennstoffs

Die Verluste durch Reibung und den Antrieb von Nebenaggregaten werden bestimmt durch die Berechnungen des effektiven Wirkungsgrades nach Gl. 4-5.

$$\eta_e = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot M}{\dot{m}_B \cdot H_U} \quad \text{Gl. 4-5}$$

mit  $n$ : Motordrehzahl  
 $M$ : Moment an der Kurbelwelle  
 $\dot{m}_B$ : Brennstoffmassenstrom pro Zylinder  
 $H_U$ : Heizwert des Brennstoffs

Die so entstandene Verlustteilung zeigt die Hauptnachteile des CHHC-Verfahrens mit einem konventionellen Einspritzsystem. Die frühe Verbrennung führt zu einer länger andauernden erhöhten Temperatur im Brennraum. Zusätzlich entsteht ein hoher maximaler Zylinderdruck, für den die Motormechnik ausgelegt sein muss. Durch die höhere Temperatur wird mehr Wärme über die Zylinderwand abgeführt. Die Wandwärmeverluste sind größer als beim konventionellen Verfahren. Außerdem wird der Kraftstoff weniger weit umgesetzt. Die Verluste durch unvollkommene Verbrennung sind deutlich größer als beim konventionellen Brennverfahren. Die Produkte dieser unvollständigen Verbrennung zeigen sich in erhöhten HC- und CO-Emissionen. Die Notwendigkeit, Kraftstoff-Wandkontakt zu reduzieren, bestätigt sich hier. Dazu zeigt das nächste Kapitel Möglichkeiten innovativer Einspritzsysteme auf.

Abbildung 4-13 zeigt den Bereich für homogene Brennverfahren in Abhängigkeit von den thermodynamischen Größen Luftverhältnis und Temperatur analog zu den Überlegungen aus Kapitel 4.3. Dargestellt ist die homogene Verbrennung ablaufend in Bereichen, in denen weder Ruß noch Stickoxide erzeugt werden. Beim Einsatz der konventionellen Verbrennung werden dagegen sowohl Zonen der Rußbildung als auch der Stickoxidentstehung

durchlaufen. Die teilhomogene Verbrennung ist eine Kombination der beiden Verfahren (CHHC). Während der homogene Anteil weitgehend ohne Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Entstehung abläuft, produziert der heterogene Anteil Ruß und  $\text{NO}_x$ . Ziel ist es, mit der deutlich reduzierten heterogen verbrennenden Kraftstoffmenge auch die Schadstoffemissionen zu senken.

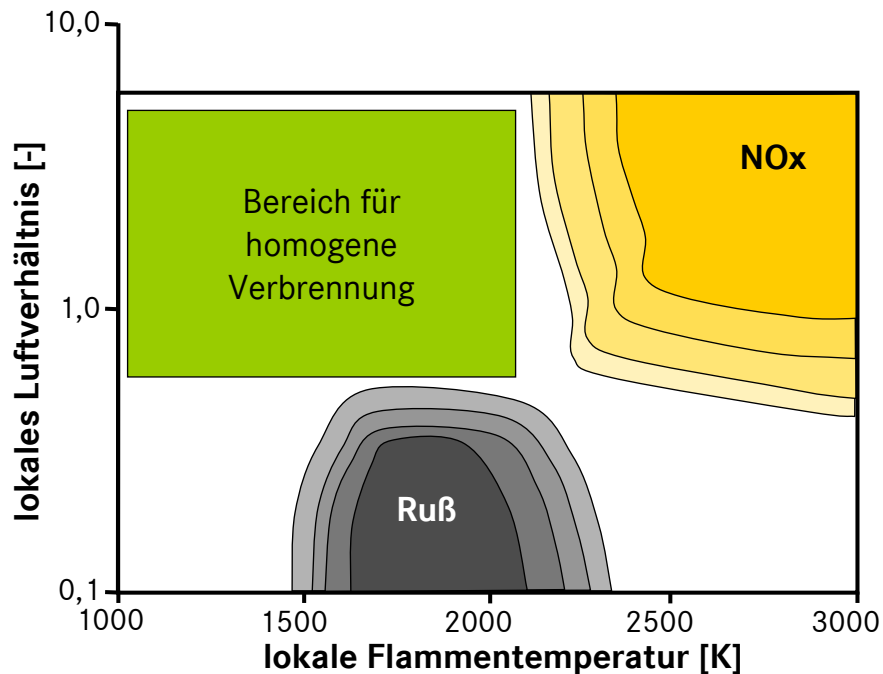


Abbildung 4-13: homogenes Brennverfahren im  $\lambda$ -T-Diagramm

Anhand der Darstellung in Abbildung 4-11 wird der Vorteil des kontinuierlichen Übergangs bei dem ausgewählten Verfahren deutlich. Beim Durchfahren des Motorkennfelds muss es keine hart applizierte Umschaltgrenze zwischen dem CHHC-Verfahren und der konventionellen Verbrennung geben. Durch das allmähliche Verändern des Homogenanteils und der AGR-Rate kann ein kontinuierlicher Übergang in beide Richtungen appliziert werden.

Der Übergang von CHHC zu einem konventionellen Brennverfahren ist nötig, da Homogenisierung und Teilhomogenisierung nur einen Teil des Motorkennfeldes abdecken können. Abbildung 4-14 zeigt diesen Bereich.

Der in Europa für die Zertifizierung der Abgasnorm benutzte „neue europäische Fahrzyklus“ (NEFZ) läuft ebenfalls nur in einem kleinen Teil des Motorkennfeldes ab. Dadurch kann er von CHHC-Verfahren zu großen Teilen abgedeckt werden.

#### 4.5 Fazit

Zur Vermeidung der Hauptschadstoffkomponenten beim Dieselmotor gibt es im Wesentlichen zwei Brennverfahrensansätze. Beim Großteil der bekannten alternativen Brennverfahren wird die Diffusionsverbrennung durch eine homogene, stark vorgemischte Verbrennung ersetzt. Die andere Möglichkeit ist die Erzeugung einer extrem kalten Diffusionsverbrennung.

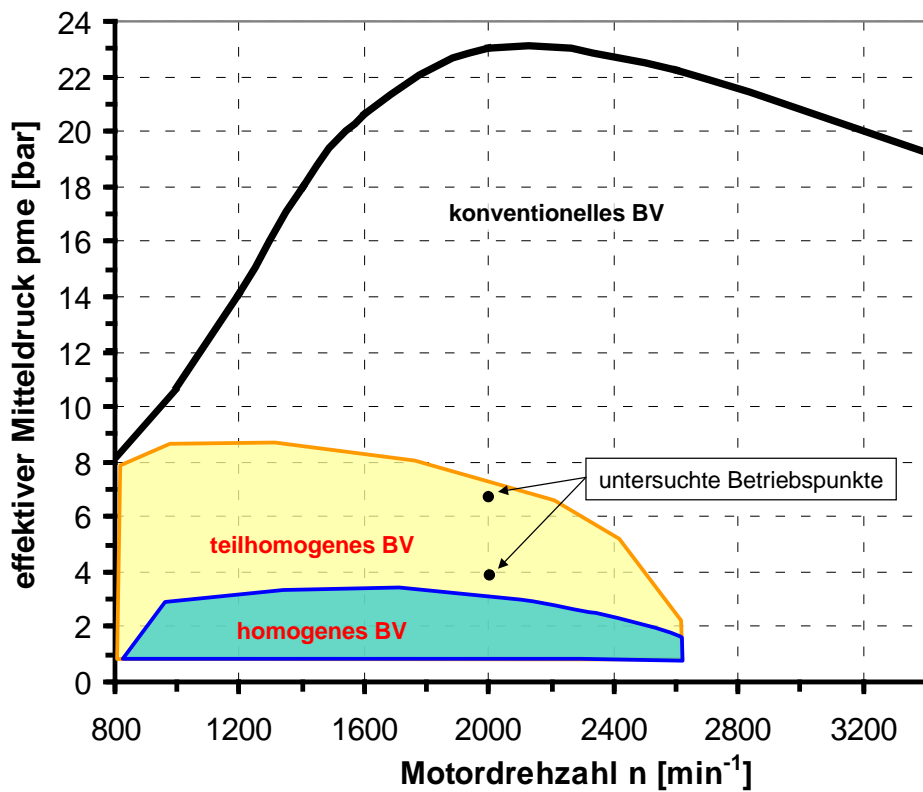


Abbildung 4-14: CHHC im Motorkennfeld

Zur Auswahl eines Brennverfahrens als Untersuchungsgegenstand werden die Kriterien Bauteil Aufwand, abdeckbarer Kennfeldbereich, Kombinierbarkeit mit dem konventionellen Verfahren, Transientbetrieb und Gemischbildung definiert.

Es wird ein teilhomogenes Brennverfahren mit früher und getakteter Einbringung des variablen Anteils der Homogenmenge ausgewählt. Die Einordnung des ausgewählten Brennverfahrens in die Kategorisierung zeigt Abbildung 4-15.

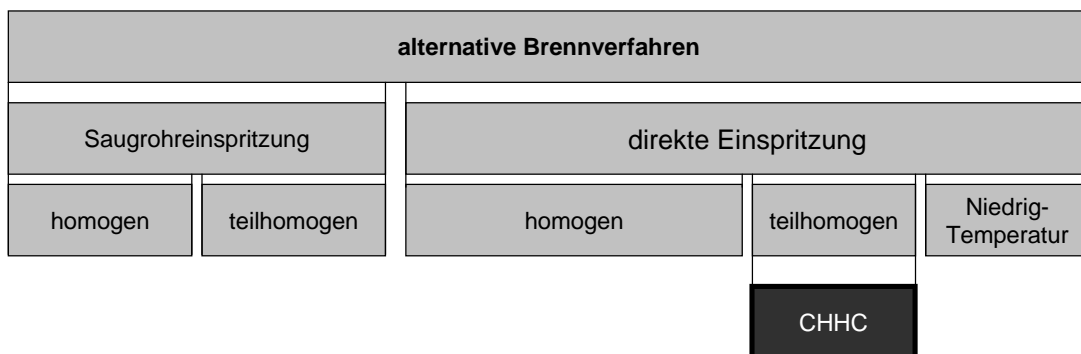


Abbildung 4-15: ausgewähltes Brennverfahren

Um den Bauteil Aufwand gering zu halten, muss die Einbringung der Homogenmenge mit dem gleichen Einspritzsystem erfolgen wie die Einbringung der Heterogenmenge. Rein

homogene Brennverfahren bieten in der Theorie die bestmögliche Absenkung der Schadstoffemissionen. Die Kontrollierbarkeit der Verbrennung steigt jedoch, wenn eine Kombination aus früher und konventioneller Einspritzung genutzt wird. Zusätzlich kann dadurch der nutzbare Kennfeldbereich vergrößert werden. Die Kombinationsmöglichkeit entfällt bei einer späten Homogenisierung, da diese auf eine Vormischung angewiesen ist, die etwa zu gleicher Zeit mit einer konventionellen Verbrennung ablaufen müsste.

Das konventionelle Brennverfahren ist auf einen guten Verbrauch bei Einhaltung der gesetzlich vorgegebenen Grenzwerte für die Schadstoffemissionen und vor allem auf eine möglichst hohe Volllast ausgelegt.

Alternative Brennverfahren sollen die Entstehung der Schadstoffe deutlich reduzieren. Dazu gibt es eine Fülle von Verfahren.

Nach Bewertung mit zuvor definierten Kriterien ergibt sich ein teilhomogenes Verfahren als geeigneter Untersuchungsgegenstand dieser Arbeit. Das gewählte Verfahren „Combined Homogeneous Heterogeneous Combustion“ (CHHC) teilt die einzubringende Kraftstoffmenge in Homogenmenge und Heterogenmenge. Die Homogenmenge wird in drei Pulsen weit vor OT eingebracht. Die Einspritzung der Heterogenmenge findet zu konventionellen Zeitpunkten statt.

## 5 Auswahl optimierter Einspritzsysteme

Im vorigen Kapitel ist ein Brennverfahren mit Potenzial zur Verbesserung des Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade Offs definiert worden. Der Beitrag, den das Einspritzsystem für ein gutes Ergebnis mit dem CHHC-Verfahren bringen kann, soll in diesem Kapitel hergeleitet werden. Dabei werden die Anforderungen durch dieses Brennverfahren aufgezeigt. Diesen werden die Möglichkeiten des Stands der Technik gegenübergestellt. Daraus ergeben sich Weiterentwicklungsideen, die kategorisiert, beschrieben und bewertet werden. Als Ergebnis des Kapitels wird ein Einspritzsystem für die Motoruntersuchungen ausgewählt, dessen Einsatz beim CHHC-Verfahren den Ergebnissen mit dem konventionellen Einspritzsystem gegenübergestellt werden soll.

### 5.1 Anforderungen durch das ausgewählte Brennverfahren

Ein homogenes oder teilhomogenes Brennverfahren stellt hohe Anforderungen an die Gemischbildung. Die Homogenisierung des Gemischs muss vor der Zündung stattfinden. Beim Direkteinspritzer bedeutet dies die zeitliche Trennung von Einspritzung und Verbrennung. Beim ausgewählten Brennverfahren wird diese durch eine frühe Einbringung der Homogenmenge erreicht.

Allein durch die Notwendigkeit, die Einspritzungen variabel über einen großen Kurbelwinkel-Bereich zu verteilen, ist ein Einspritzsystem obligatorisch, das unabhängig von einer Nockensteuerung arbeitet. Folglich kann ausschließlich ein Common-Rail System eingesetzt werden.

Der Kolben, dessen Mulde im konventionellen Betrieb die Kraftstoffverteilung im Brennraum leitet, ist zu dem frühen Einspritz-Zeitpunkt noch außerhalb der Reichweite des eingebrachten Kraftstoffs. Dadurch kann der Kolben einen Kontakt von Kraftstoff mit der Zylinderwand nicht verhindern. Die Vermeidung des Kraftstoff-Wandkontaktes wird damit zu einem wichtigen Beitrag durch das Einspritzsystem. Von den in Kapitel 4.4.2 genannten Methoden zur Vermeidung des Wandkontaktes sind nur zwei ohne eine Hardware-Anpassung möglich. Eine davon ist die generelle Raildruckabsenkung, deren negative Auswirkungen im gleichen Kapitel aufgezeigt sind. Damit muss das Einspritzsystem für das ausgewählte Brennverfahren eine Mehrfacheinspritzung darstellen.

Mit Hilfe von 3D-Simulationsrechnungen können die Auswirkungen verschiedener Einspritzstrategien dargestellt werden. Die in diesem Kapitel genutzten Simulationsrechnungen folgen einem Strahl-Modell nach [33], welches in den CFD-Code Kiva-3V implementiert wurde. Im Düsenbereich wird der Strahl mit dem Euler-Verfahren beschrieben. Dazu formuliert das verwendete „Interactive Cross-Section Averaged Spray“ (ICAS)-Modell Bilanzgleichungen für gemittelte Strahleigenschaften. Diese werden über den Querschnitt integriert. Damit wird die Berechnung auf einen 1-dimensionalen Strahl zurückgeführt. Ergebnisse dieser Strahl-Berechnung werden in Form von Quellen für Masse, Impuls und Energie in den 3-dimensionalen CFD-Code eingekoppelt.

Außerhalb des Düsenbereichs kann die Vereinfachung auf eine Dimension nicht angewendet werden. Dort ist der Strahlimpuls bereits deutlich kleiner und Effekte wie die

Queranströmung gewinnen an Einfluss. Daher wird außerhalb des Düsennahbereichs nach dem „Discrete-Droplet-Model“ gerechnet. Es gilt eine stochastische Beschreibung. Aufgrund der ansonsten nicht zufriedenstellenden Rechenleistung wird eine gewisse Anzahl an Tropfen mit gleichen Eigenschaften zu einem Partikel zusammengefasst. Mit dieser Langrange'schen Formulierung wird der Rechenaufwand von der Zahl der Tropfen auf die der Partikel reduziert.

Neben dem Strahl-Modell umfasst Kiva-3V auch Modelle für Kraftstoffverdampfung, Zündung und Verbrennung. Auch die Energiefreisetzung durch die Reaktion geht in die Berechnung ein. In den folgenden Abbildungen erfolgt die graphische Darstellung von flüssiger und dampfförmiger Phase getrennt. Zu Partikeln zusammengefasste Tropfen sind als Punktwolken dargestellt. Für die Darstellung der dampfförmigen Phase werden  $\lambda$ -Isoflächen benutzt. Bei der Berechnung des Luftverhältnisses wird dabei nur der bereits verdampfte Kraftstoffanteil berücksichtigt, also der für eine Reaktion zur Verfügung stehende. Da sich während der Verbrennung die Konzentrationen von Brennstoff und Sauerstoff in jeder Zelle durch die chemische Reaktion verändern, ist das Luftverhältnis einer Zelle nach Beginn der Umsetzung nicht mehr vergleichbar mit dem davor. Zur besseren Veranschaulichung der Gemischbildung wird (nur) für die Darstellung des Luftverhältnisses die Änderung durch die Reaktion (Verbrauch von Brennstoff und  $O_2$ ) nicht berücksichtigt. Folglich wird eine Zelle vor und nach einer chemischen Reaktion mit dem gleichen Luftverhältnis dargestellt. Für die thermodynamischen und chemischen Randbedingungen weiterer Reaktionen wird die Umsetzung jedoch berücksichtigt.

Aus der Tropfenverteilung in Abbildung 5-1 ist erkennbar, welche Vorteile die Aufteilung der Voreinspritzung in mehrere (hier: vier) Pulse hat. Der durch den Einspritzstrahl induzierte Impulsstrom wird unterbrochen, was zu einer verringerten Eindringtiefe führt.

Der erste Puls wird eingespritzt, bewegt sich etwas aus der Strahlachse fort und beginnt zu verdampfen. Der folgende Puls trifft nicht genau auf die Tropfen. Weiterhin steht dadurch dem Kraftstoff der folgenden Pulse mehr Luft zur Gemischbildung zur Verfügung. Erzielt werden somit eine bessere Voraussetzung zur Bildung eines homogenen Gemischs, eine verringerte Eindringtiefe und damit weniger Wandbenetzung. Nach [31] entsteht bei gleichen Einspritzlagen ohne Taktung Kraftstoff-Wandkontakt mit Auswirkung auf die Emissionen.

Ein weiterer wichtiger Parameter für die Gemischbildung ist der Zeitpunkt der Einbringung der gepulsten Voreinspritzung. Dieser wird über den Ansteuerbeginn des ersten Pulses definiert. Bei dem Zeitpunkt ist ein Kompromiss zu finden zwischen früher Einspritzung für eine lange Homogenisierungszeit und später Einspritzung für eine verringerte Eindringtiefe durch kürzere Zeit und eine höhere Dichte im Zylinder. Die Verwendung verschiedener Ansteuerbeginne für den ersten Puls führt zu den Ergebnissen in Abbildung 5-2. Hier wurde beispielhaft eine Düse mit HD 220 und dem Serienspritzwinkel von  $156^\circ$  in Verbindung mit dem Serienkolben benutzt.

Erkennbar ist eine ungenügende Gemischhomogenisierung im spätesten Einspritzfall (hier  $45^\circ$  KW v. OT). Der eingespritzte Kraftstoff verbleibt nahezu vollständig in der Kolbenmulde. Das führt zur Ausbildung von stöchiometrischen und fetten Zonen in der Mulde. An der Muldenkante bildet sich ein ausgeprägter Wandfilm.

Findet die erste Ansteuerung bereits 70 °KW v. OT statt, so verteilen sich die Kraftstofftropfen vorwiegend im Quetschspalt. Dort verschwinden durch die Mischung mit Luft die fetten Zonen bis zur Zündung. Durch die lange Zeit, welche den Tropfen zur Vorwärtsbewegung zur Verfügung steht, ist die Eindringtiefe sehr groß. Kraftstoffwandkontakt ist in erheblichem Maß erkennbar.

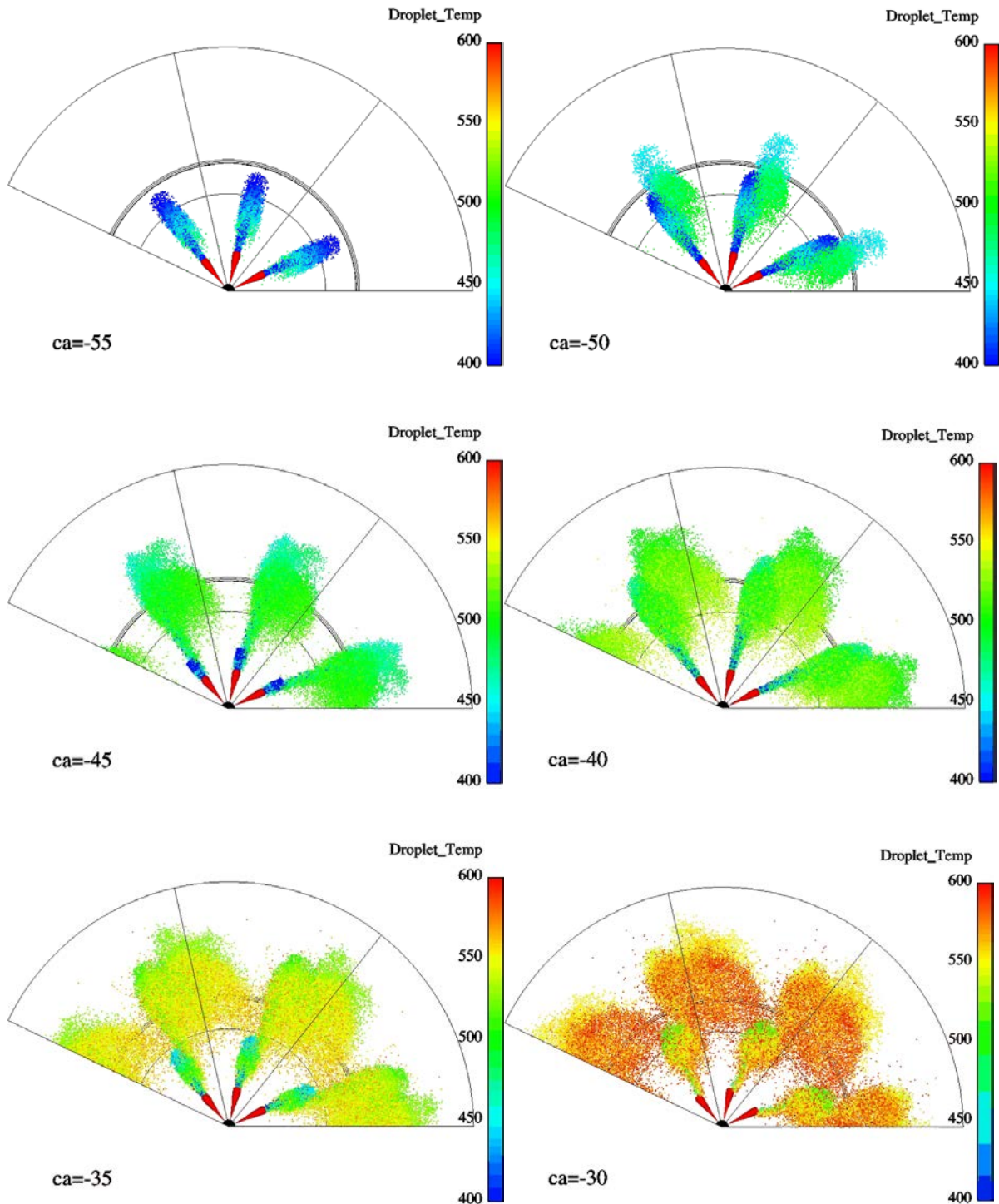


Abbildung 5-1: gepulste Einspritzung, Serienkolben, Spritzwinkel 156 °, HD 220

Einen guten Kompromiss stellt in diesem Fall der Ansteuerbeginn 60 °KW v. OT dar. Die Zeit zur Gemischaufbereitung ist ausreichend lang. Trotzdem verlaufen Tropfenvorwärtsbewegung und Verdampfung zeitlich so gekoppelt, dass sich nahezu kein Kraftstoff als Wandfilm absetzt. Das Kraftstoff-Luft-Gemisch ist im ganzen Brennraum verteilt. Dadurch treten fette Zonen zum Zeitpunkt der Zündung nicht mehr auf.

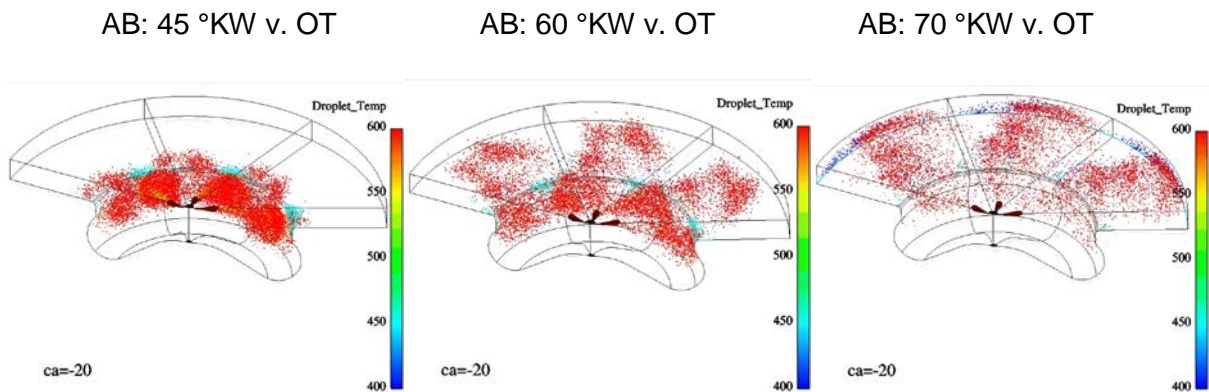


Abbildung 5-2: Tropfenverteilung 20 °KW v. OT

Eine weitere Verbesserung der Gemischbildung für das ausgewählte Brennverfahren ist die Möglichkeit, die frühen Pulse mit einer kleineren Rate einzubringen als die Heterogenmenge. Letztere benötigt eine hohe Rate für eine kürzere Diffusionsverbrennung. Mit Hilfe von Simulationsrechnungen sind die Gemischbildung bei konstanter Rate und bei variabler Rate in Abbildung 5-3 gegenübergestellt.

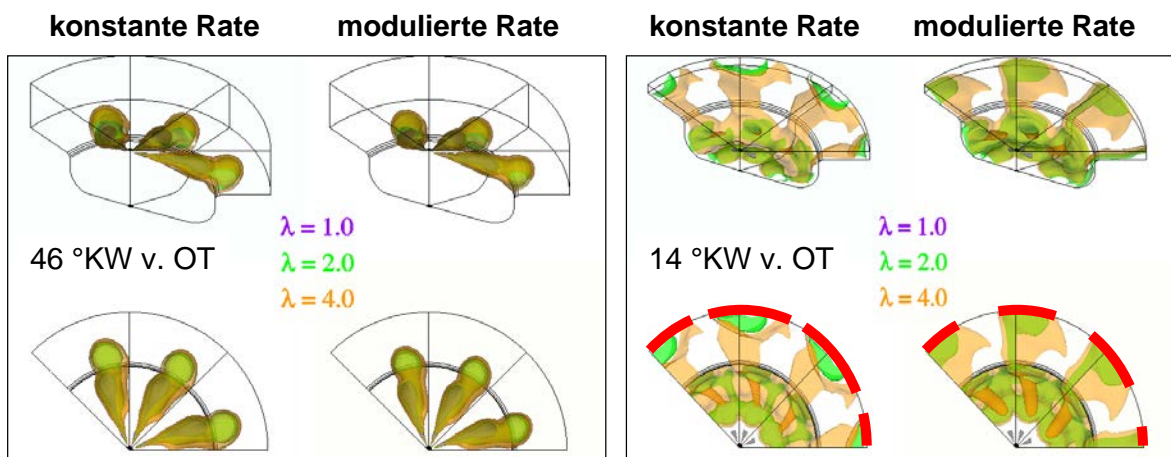


Abbildung 5-3: Einfluss der Ratenformung

Es zeigt sich, dass die Wand in deutlich reduziertem Umfang mit Kraftstoff in Kontakt gerät, wenn die Rate der frühen Pulse abgesenkt ist.

## 5.2 Stand der Technik

Im Vorigen wurden die Anforderungen herausgearbeitet, welche ein Einspritzsystem für das ausgewählte Brennverfahren CHHC erfüllen soll. Diesen Anforderungen wird hier der in Serie befindliche Stand gegenübergestellt.



Die Einspritzsysteme heutiger direkteinspritzender Dieselmotoren lassen sich in zwei Kategorien einteilen [34]:

- Einspritzsysteme mit drehzahlabhängigem Druckverlauf
- Einspritzsysteme mit konstantem Hochdruck

Zu der ersten Kategorie gehören Systeme mit Reiheneinspritzpumpe, Verteilereinspritzpumpe, Pumpe-Leitung-Düse Elementen oder Pumpe-Düse Elementen. Da der benötigte Einspritzdruck hier nur zu bestimmten Zeiten vorliegt, können diese Systeme die vom gewählten Brennverfahren gestellte Anforderung nach flexiblem Einspritzzeitpunkt nicht erfüllen und werden für diese Arbeit nicht weiter betrachtet.

Systeme mit einem Hochdruck-Speicher werden Common-Rail Systeme genannt und bilden die zweite Kategorie. Beim Common-Rail System stellt der Hochdruckspeicher jederzeit den gewünschten Einspritzdruck zur Verfügung. Zur Untersuchung von Brennverfahren, die besonders flexible Einspritzstrategien benötigen, ist es daher am besten geeignet. Die Hauptkomponenten eines solchen Systems sind:

- Hochdruckpumpe
- Hochdruckspeicher „Rail“
- Injektor
- Steuergerät

Dazu gehören weiterhin Kraftstoffleitungen, Kraftstofffilter, Tank und Förderpumpe sowie verschiedene Sensoren und Steller. Abbildung 5-4 zeigt das Gesamtsystem nach [35].

Als Hochdruckpumpe wird üblicherweise eine Radialkolbenpumpe benutzt. Besonders bei der Verwendung einer 3-Stempel Pumpe werden geringe Drehmomentspitzen und Schwankungen des Förderstroms erzeugt.

Der auf hohen Druck gebrachte Kraftstoff wird von der Pumpe zum Hochdruckspeicher, dem Rail, gefördert. Von dort aus führen Leitungen zu den einzelnen Injektoren des Systems. Das Rail hat dabei die Eigenschaft, durch sein Volumen Druckschwingungen zu dämpfen. Diese können durch die Förderung der Pumpe, die Druckregelung und die Einspritzungen hervorgerufen werden. Besonders kritisch sind dabei die durch die Einspritzungen angeregten Druckwellen, die pro Zyklus von mehreren Injektoren und bei mehreren Einspritzungen entstehen. Deshalb wird eine weitere Dämpfung der Schwingungen durch Drosseln in den Ausgängen des Rails zu den Injektoren erzielt.

Zur Regelung des Drucks im Rail stehen bei heutigen Systemen zwei Möglichkeiten zur Verfügung. Für beide erfolgt die Messung des Drucks über einen Sensor im Rail. Bei Regelung des Drucks über das Hochdruck- oder Druckregelventil fördert die Pumpe die der Drehzahl entsprechende Kraftstoffmenge ins Rail und erhöht dort dadurch den Druck. Mit dem Druckregelventil wird so viel Kraftstoff aus dem Rail in den Rücklauf geleitet, dass sich der gewünschte Raildruck einstellt. Die wirkungsgradgünstigere Regelung ist eine Drosselung des Kraftstoffstroms vor der Hochdruckpumpe. Durch Einstellung der Drossel, die auch Zumesseinheit genannt wird, fördert die Hochdruckpumpe nur noch so viel

Kraftstoff zum Rail, wie zur Einspritzung gebraucht wird. Das wirkungsgradbeeinträchtigende Ablassen von Kraftstoff hohen Drucks in das Niederdrucksystem wird somit deutlich seltener. Es kann weiter benutzt werden, wenn eine schnelle Abnahme des Raildrucks gewünscht ist.

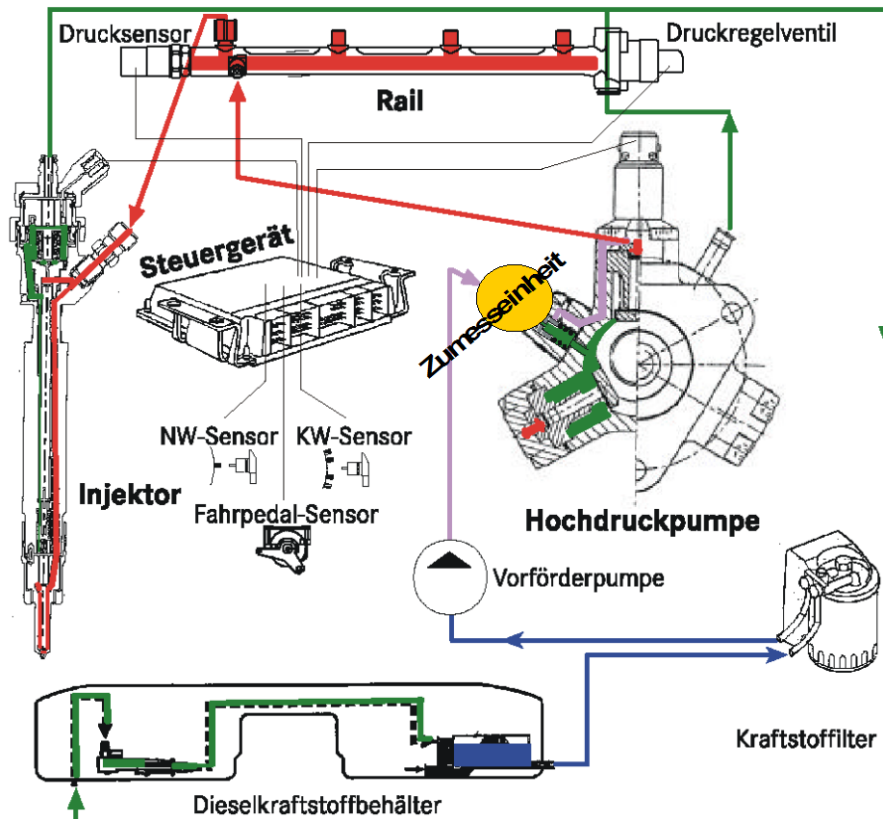


Abbildung 5-4: Aufbau eines Pkw Common-Rail Systems – nach [35]

Der Injektor bringt den Kraftstoff in den Brennraum. Dazu besteht er aus einer Düse und ihrem Antrieb.

Die Düse dient dazu, den Kraftstoff zuzumessen und eine für die Verbrennung günstige Gemischbildung zu erreichen. Heutige direkteinspritzende Pkw-Dieselmotoren verwenden fast ausschließlich nach innen öffnende Sitzloch-, Mini- oder Mikrosacklochdüsen [36]. Bei Sacklochdüsen ist die Strömungsumlenkung am Düsenlocheintritt weniger scharf als bei Sitzlochdüsen [37]. Dadurch erzielen sie ein gleichmäßigeres Strahlbild. Sie haben jedoch ein größeres Schadvolumen als Sitzlochdüsen, wodurch die HC-Emissionen erhöht werden [2]. Der stets anliegende Kraftstoffdruck macht eine Drucksteuerung der Düsennadel gegen eine Feder unmöglich. Der Injektor muss daher vom Steuergerät schaltbar sein. Für die Steuerung der Düsennadel gibt es drei Konzepte, die in Abbildung 5-5 [35] dargestellt sind:

- indirekte Betätigung mit Magnetventil (a)
- indirekte Betätigung mit Piezoaktor (b)
- direkte Betätigung mit Piezoaktor (c)

Den Stand der Technik in Serienmotoren bilden heute weitgehend die Injektoren mit indirekter Nadelbetätigung. Sie werden vom Steuergerät über ein Schaltventil gesteuert,

dessen Aktor entweder ein Magnet (Abbildung 5-5 A) oder ein Piezo-Stack (Abbildung 5-5 B) ist. Die Funktionsweise des servo-hydraulischen Systems ist vom Aktor unabhängig.

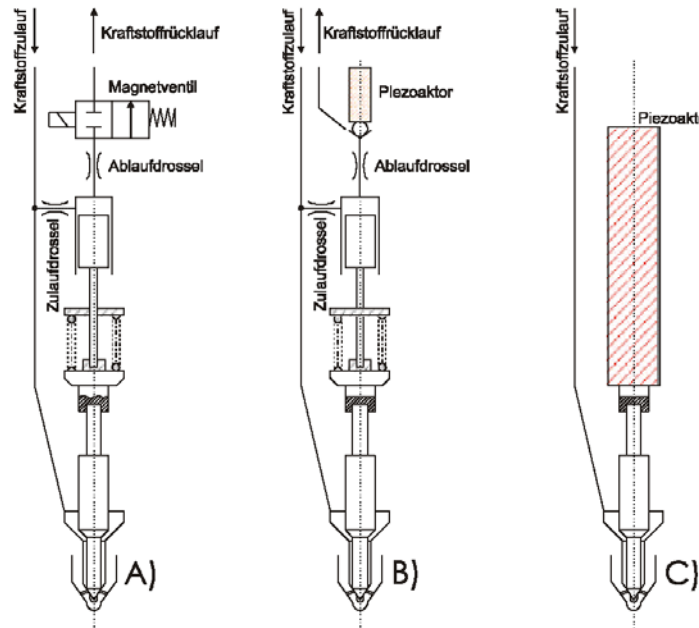


Abbildung 5-5: Antriebskonzepte [35]

Bei geschlossenem Schaltventil stellt sich im Steuerraum oberhalb der Düse der gleiche Druck ein wie im Düsenraum bis zum Dichtsitz der Nadel. Die wirksame Fläche im Steuerraum ist größer als an der Nadel. Dadurch wird diese in ihren Sitz gedrückt und schließt die Einspritzlöcher. Wird durch die Ansteuerung das Schaltventil geöffnet, so strömt Kraftstoff aus dem Steuerraum durch die Ablaufdrossel in den Rücklauf. Gleichzeitig strömt Kraftstoff aus dem Zulauf durch die Zulaufdrossel in den Steuerraum nach. Da die Zulaufdrossel kleiner dimensioniert ist als die Ablaufdrossel, sinkt der Druck im Steuerraum. Die Düsennadel wird vom Kraftstoffdruck im Düsenraum geöffnet. Die Einspritzlöcher sind freigegeben. Nach der Ansteuerung schließt sich das Schaltventil. Durch die Ablaufdrossel kann kein Kraftstoff mehr den Steuerraum verlassen. Durch den durch die Zulaufdrossel einströmenden Kraftstoff stellt sich wieder der gleiche Druck ein wie im Düsenraum. Die Nadel wird dadurch geschlossen. Wichtig für die Auslegung des Systems ist die Dimensionierung der Zu- und Ablaufdrossel. Die Größe der Zulaufdrossel bestimmt die Schließgeschwindigkeit der Nadel und die als Steuermenge bezeichnete Leckage während der Ansteuerung; der Unterschied des Querschnitts von Ablauf- und Zulaufdrossel bestimmt die Öffnungsgeschwindigkeit.

Aktuelle Piezo Servo-Injektoren besitzen eine zusätzliche, schaltbare Verbindung für ein schnelleres Nadelschließen – einen Bypass vom Düsenraum zum Steuerraum. Abbildung 5-6 zeigt das Prinzip.

Der Bypass wird beim Öffnen des Schaltventils von diesem geschlossen. Er hat deshalb keine Bedeutung für den Öffnungsvorgang der Nadel. Wird das Schaltventil nach der Ansteuerung wieder geschlossen, so öffnet sich der Bypass. Der Steuerraum wird dann nicht

nur durch die Zulaufdrossel, sondern auch durch den Bypass befüllt. Dadurch findet der Druckausgleich im Steuerraum schneller statt und die Nadel schließt in kürzerer Zeit.

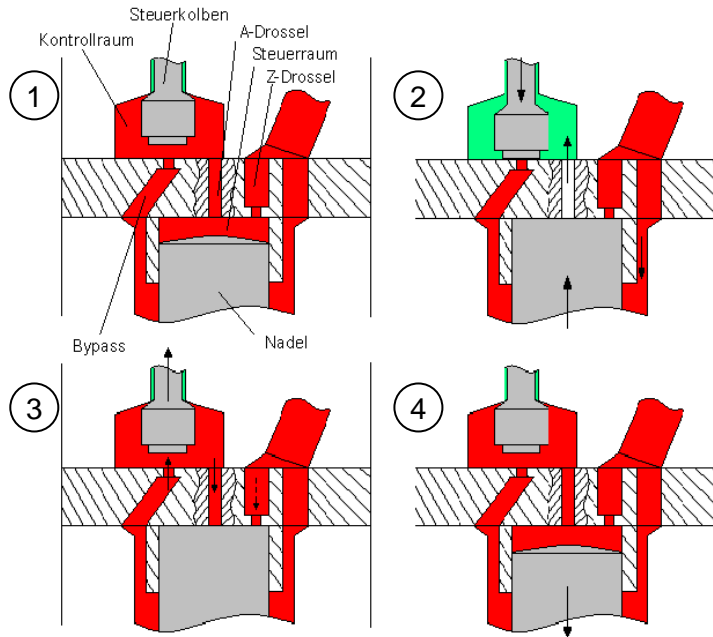


Abbildung 5-6: Hydrauliksystem aktueller Piezo-Injektoren

Die direkte Steuerung über einen Piezoaktor ist in Abbildung 5-5 C dargestellt. Sie bietet Vorteile bei der Nadengeschwindigkeit und Positionskontrolle. Zusätzlich kann ein solches System frei von Leckage- und Steuermengen am Injektor aufgebaut werden. Erste Untersuchungen zur Beeinflussung des Einspritzverlaufs mit einem solchen System sind in [38] und [39] beschrieben. Ein Injektor mit direkter Nadelsteuerung für den Serieneinsatz wird in [40] und [41] beschrieben.

### 5.3 Strahlmodellierung mit Korrelationsfunktionen

Heutige Common-Rail Einspritzsysteme bieten eine Vielzahl an Freiheitsgraden. Dazu gehört die Möglichkeit der Mehrfacheinspritzung genauso wie die freie Wahl der Einspritzzeitpunkte. Kapitel 5.1 zeigt jedoch, dass das alternative Brennverfahren von darüber hinaus gehenden Variabilitäten profitiert. Wünschenswert für die Weiterentwicklung des Brennverfahrens erscheint eine Formbarkeit des Einspritzverlaufs, die über eine variable Anzahl an Einspritzungen unterschiedlicher Länge hinausgeht [42]. Mit Hilfe von Simulationsrechnungen kann der Vorteil innovativer Einspritzsysteme dargestellt werden. Die Grundlagen der dazu notwendigen Berechnung der Strahlausbreitung werden in diesem Kapitel erläutert.

Die Gemischbildung ist ein wichtiger Einflussparameter auf die Verbrennung und Schadstoffentstehung im Dieselmotor. Die Güte der Einspritzung des Kraftstoffs kann durch folgende Parameter bewertet werden:

- Eindringtiefe (auch Strahlspitzenweg genannt)
- Strahlkegelwinkel
- Mittlerer Tropfendurchmesser

Diese Parameter werden bestimmt durch die Anfangsgeschwindigkeit des Strahls, seinen Impuls, seine Energie, die Reibung und den Strömungswiderstand [43].

Zur Bestimmung der oben genannten Parameter dienen Systeme von partiellen Differentialgleichungen. Diese setzen sich aus Energie-, Massen- und Impulserhaltung zusammen – wie in [44] oder [45]. Die Lösung liefert Ergebnisse sowohl räumlich als auch zeitlich aufgelöst. Die Berechnung ist wegen der vielen Parameter jedoch sehr aufwändig.

Vereinfachungen bieten Tropfen- oder Gasstrahlmodelle. Bei den Tropfenmodellen rechnet Bracco mit sieben unabhängigen Variablen [46]. Dukowicz reduziert diese mit einem statistischen Ansatz auf lediglich eine. Gasstrahlmodelle setzen einen schnellen Ausgleich von Gas und Tropfen im Strahl voraus. Modelle zum Gasstrahlmodell sind unter anderem von Schaffitz [47] und Lustgarten beschrieben [48]. Trotz verschiedener Vereinfachung bleiben alle Modelle bei einer Modellierung der physikalischen Phänomene. Dadurch ist der Rechenaufwand groß.

Eine deutliche Reduzierung des Rechenaufwandes bieten die sogenannten Korrelationsmodelle. Die beeinflussenden Parameter werden zu Korrelationsfunktionen zusammengefasst. Der Abgleich mit Experimenten bestimmt die Koeffizienten der Parameter [43]. Die Anzahl der aus Experimenten zu gewinnenden Eingangsgrößen kann so deutlich reduziert werden. Ist bei den Tropfenmodellen der mittlere Tropfendurchmesser und bei den Gasstrahlmodellen der Strahlkegelwinkel eine Eingangsgröße für die Bestimmung der Eindringtiefe, so werden diese für die Korrelationsmodelle nicht mehr unbedingt benötigt.

Die im Folgenden beschriebenen Korrelationsfunktionen sind in [43] beschrieben und mit experimentellen Werten abgeglichen worden. Dazu wurden Einspritzstrahlen in eine Kammer bei Raumtemperatur und einer konstanten Gasdichte vermessen. Die Modellierung erweist sich dabei als gut übereinstimmend mit den Versuchen.

Bei Einspritzung in eine Kammer mit Raumtemperatur findet keine Verdampfung statt. Im Brennraum jedoch können flüssiger und dampfförmiger Kraftstoff vorliegen. Messungen von Eindringtiefen in kalte und heiße Umgebung werden in [49] beschrieben. Auch in heißer Umgebung liegt zunächst nur flüssiger Kraftstoff vor. Schon nach weniger als 2 ms verdampft Kraftstoff und es liegen beide Phasen vor. Die Eindringtiefe der Flüssigphase erreicht ihr Maximum, während die Gasphase noch weiter eindringt. Die Hüllkurve aus beiden Eindringtiefen stimmt nach [49] gut mit der Eindringtiefe (der flüssigen Phase) in kalte Umgebung überein. Damit kann die reale Eindringtiefe des Kraftstoffs im Motor mit Hilfe von Eindringtiefen in kalte Umgebung abgeschätzt werden.

### 5.3.1 Eindringtiefe

Varde hat einen bekannten Ansatz zur Modellierung der Strahleindringtiefe geliefert [50]. Dieser ist in Gl. 5-1 dargestellt.

$$S = 1,1 \cdot \left( \frac{\Delta p \cdot \rho_l \cdot d^2}{\eta_l^2} \right)^{0,3} \cdot \left( \frac{\rho_l \cdot \sigma_l \cdot d}{\eta_l^2} \right)^{-0,008} \cdot \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,5} \cdot \left( \frac{l}{d} \right)^{0,16} \cdot t^{0,55} \quad \text{Gl. 5-1}$$

mit  $S$ : Eindringtiefe [m]  
 $\Delta p$ : Druckdifferenz beim Strahlaustritt aus der Düse  
 $\rho_l$ : Dichte des Kraftstoffs (liquid) [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\eta_l$ : dyn. Viskosität des Kraftstoffs [kg/ms]  
 $d$ : Spritzlochdurchmesser [m]  
 $\sigma_l$ : Oberflächenspannung des Kraftstoffs [N/m]  
 $\rho_g$ : Dichte des Umgebungsmediums [kg/m<sup>3</sup>]  
 $l$ : Spritzlochlänge [m]  
 $t$ : Zeit [s]

Nach der Übersicht von Hay [51] ist dies der einzige Ansatz, der alle physikalischen Einflussparameter auf den Strahl berücksichtigt. Zur Erklärung der einzelnen Faktoren wird die Gleichung zunächst allgemein dargestellt als Gl. 5-2.

$$S = K \cdot A_1^{\alpha_1} \cdot A_2^{\alpha_2} \cdot A_3^{\alpha_3} \cdot A_4^{\alpha_4} \cdot t^{\alpha_t} \quad \text{Gl. 5-2}$$

Die Strömung im Düsenloch wird durch den Faktor  $A_1$  berücksichtigt. Dieser ist proportional zum Quadrat der Reynolds-Zahl im Düsenloch. Dabei wird als Vereinfachung die Anfangsgeschwindigkeit zu null gesetzt. Es gilt Gl. 5-3

$$A_1 = \frac{\Delta p \cdot \rho_l \cdot d^2}{\eta_l^2} \approx \frac{\left( \frac{v^2 \cdot \rho_l}{2} \right) \cdot \rho_l \cdot d^2}{\eta_l^2} \sim \frac{v^2 \cdot \rho_l^2 \cdot d^2}{\eta_l^2} = \text{Re}^2 \quad \text{Gl. 5-3}$$

mit  $v$ : Austrittsgeschwindigkeit aus der Düse

Der Faktor  $A_2$  berücksichtigt die von Ohnesorge [52] gefundene Abhängigkeit von Oberflächenspannung, Flüssigkeitsdichte und Lochdurchmesser – siehe Gl. 5-4.

$$A_2 = \frac{\rho_l \cdot \sigma_l \cdot d}{\eta_l^2} = \frac{1}{\text{Oh}^2} = \frac{\text{Re}^2}{\text{We}} \quad \text{Gl. 5-4}$$

Der Faktor  $A_3$  berücksichtigt den von Ranz [53] nach Ohnesorge gefundenen Einfluss der Gasdichte auf die Eindringtiefe wie in Gl. 5-5.

$$A_3 = \frac{\rho_l}{\rho_g} \quad \text{Gl. 5-5}$$

Der Faktor  $A_4$  stellt Länge und Durchmesser des Düsenlochs ins Verhältnis und berücksichtigt damit die Lochgeometrie – siehe Gl. 5-6.

$$A_4 = \frac{l}{d} \quad \text{Gl. 5-6}$$

Mit der Definition der Exponenten und der Konstanten wie in Gl. 5-1 beschreibt das Varde-Modell einen Einspritzstrahl unter folgenden Randbedingungen:

- Lochdüse mit zylindrischem Loch
- Konstanter Einspritzdruck unmittelbar vor dem Düsenloch
- Dieseldieselkraftstoff als Fluid

Aus dem Verlauf der Eindringtiefe lässt sich durch die zeitliche Ableitung von Gl. 5-2 auch die Geschwindigkeit der Strahlspitze bestimmen – siehe Gl. 5-7.

$$\dot{S} = \frac{dS}{dt} = \alpha_t \cdot K \cdot A_1^{\alpha_1} \cdot A_2^{\alpha_2} \cdot A_3^{\alpha_3} \cdot A_4^{\alpha_4} \cdot t^{\alpha_t-1} \quad \text{Gl. 5-7}$$

Renner hat das Modell erweitert und für instationäre Vorgänge ausgelegt [43]. Mit der Ausweitung auf einen variablen Druck am Düsenloch ist es möglich, den gesamten Einspritzvorgang zu modellieren. Dazu hat Renner die folgenden Parameter in sein Modell aufgenommen:

- Druck vor dem Düsenloch
- Geometrische Strömungsquerschnitte (als Funktion vom Nadelhub)
- Viskositätseinfluss
- Überholvorgänge im Strahl.

Der **Druck im Nadelsitz** errechnet sich aus Gl. 5-8.

$$\dot{Q} = \eta \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_l}} \quad \text{Gl. 5-8}$$

Mit dem System aus Abbildung 5-7 [43] ergibt sich Gl. 5-9.

$$p_{Sa} = \left[ \frac{\left( \frac{\eta_{Si} \cdot A_{Si}}{\eta_{Lo} \cdot A_{Lo}} \right)^2 + \frac{p_g}{p_L}}{1 + \left( \frac{\eta_{Si} \cdot A_{Si}}{\eta_{Lo} \cdot A_{Lo}} \right)^2} \right] \cdot p_L \quad \text{Gl. 5-9}$$

Die Durchflussbeiwerte für Sacklochdüsen sind in der Literatur [54] und [55] wie in Gl. 5-10 beschrieben, wobei der Beiwert des Düsenlochs aus Bernoulli-Gleichung und Kontinuitätsgleichung bestimmt wird.

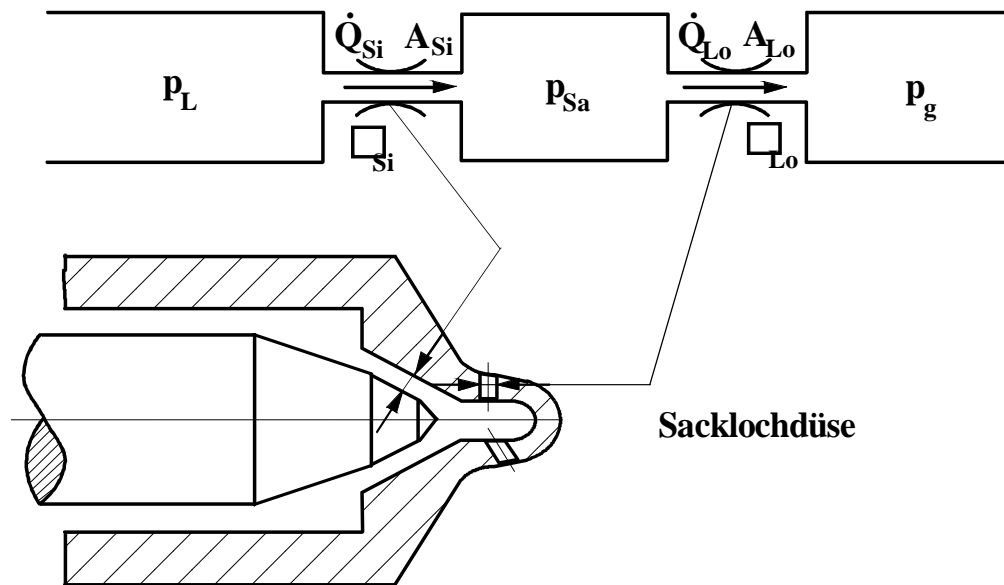


Abbildung 5-7: Modell der Einspritzdüse [43]

Für den effektiven Strömungsquerschnitt  $\eta_{ges} \cdot A$  benutzt Renner Messwerte aus einem stationären Aufbau mit einem Druckgefälle von 100 bar auf 1 bar.

$$\begin{aligned}
 \eta_{Si} &\approx 195 \cdot h_N && \text{für } h_N < 0,005\text{mm} \\
 \eta_{Si} &\approx 1 && \text{für } h_N \geq 0,005\text{mm} \\
 \eta_{Sa} &\approx 1 && \text{für alle } h_N
 \end{aligned}$$

$$\eta_{Lo} = \frac{1}{A_{Lo} \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{\eta_{ges} \cdot A}\right)^2 - \left(\frac{1}{\eta_{Si} \cdot A_{Si}} - \frac{1}{\eta_{Sa} \cdot A_{Sa}}\right)^2}} \quad \text{Gl. 5-10}$$

Weiterhin zu bestimmen sind die **geometrischen Strömungsquerschnitte**. Die Querschnitte für die Düsenlöcher und das Sackloch sind einfache Kreisflächen. Die Geometrie am Düsensitz ist komplizierter und wird nach der Guldin'schen Regel ermittelt. Gl. 5-11 beschreibt den Strömungsquerschnitt als den kleineren Wert der beiden Querschnitte an der engsten Stelle des Düsenadelsitzes und an der weitesten Stelle [43].

$$\begin{aligned}
 A_{Lo} &= n_{Lo} \cdot \frac{\pi}{4} d_{Lo}^2 \\
 A_{Sa} &= \frac{\pi}{4} d_{Sa}^2 \\
 A_{Si} &= \min[A_{Si,i}, A_{Si,a}]
 \end{aligned} \quad \text{Gl. 5-11}$$

Neben den oben dargestellten Anpassungen für instationären Betrieb stellt sich die Modellierung des **Viskositätseinflusses** als zielführend heraus. Das Verhältnis der Scher-



spannungen aus Gas- und Flüssigkeitsphase ist gleich dem der Viskositäten und wird als Faktor  $A_5$  eingeführt [43].

$$A_5 = \frac{f_l}{f_g} = \frac{\frac{2 \cdot \eta_l \cdot v}{d}}{\frac{2 \cdot \eta_g \cdot v}{d}} = \frac{\eta_l}{\eta_g} \quad \text{Gl. 5-12}$$

Die so aufgestellte und auf die richtige Einheit korrigierte Gl. 5-13 beschreibt zunächst ein eingespritztes Kraftstoffpaket mit konstanten Randbedingungen.

$$S [m] = K \cdot A_1^{\alpha_1} \cdot A_2^{\alpha_2} \cdot A_3^{\alpha_3} \cdot A_4^{\alpha_4} \cdot A_5^{\alpha_5} \cdot t^{\alpha_t} = K_v \cdot (t [s])^{\alpha_t} \quad \text{Gl. 5-13}$$

Für die Berechnung der Eindringtiefe haben sich nach [43] die folgenden Exponenten für gute Korrelation ergeben:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 0,25 \\ \alpha_2 &= -0,008 \\ \alpha_3 &= 0,31 \\ \alpha_4 &= 0,1 \\ \alpha_5 &= 0,6 \\ K &= 0,065 \end{aligned} \quad \text{Gl. 5-14}$$

Während einer Einspritzung verändern sich sowohl die Querschnitte als auch der Druck über der Einspritzdauer. Der eingespritzte Kraftstoff besteht aus Tropfen mit einem mittleren Durchmesser von weniger als 20  $\mu\text{m}$ . In der umgebenden Atmosphäre verlieren diese Tropfen schnell an Geschwindigkeit. Nachfolgende Tropfen bewegen sich im Windschatten der Strahlspitze und werden nur noch von bereits beschleunigtem Gas gebremst. Zusätzlich ist zu Beginn der Einspritzung die Drosselung im Nadelsitz noch stark und der anliegende Einspritzdruck damit klein. Dadurch überholt später eingespritzter Kraftstoff Tropfen vom Einspritzbeginn.

Für eine gute Korrelation der Rechnung mit der Realität werden auch Überholvorgänge im Strahl im Modell abgebildet. Renner zerlegt dazu den Strahl in einzelne Pakete und unterteilt die Einspritzung in kurze Zeitabschnitte. Zu jedem Zeitabschnitt wird für jedes Paket mit den zugehörigen Randbedingungen der weitere Verlauf bestimmt. Die Hüllkurve aller Pakete gibt die Eindringtiefe des gesamten Strahls an.

### 5.3.2 Strahlkegelwinkel

Zur Bestimmung des Strahlkegelwinkels wird die Impulserhaltung für die Bilanzhülle in Abbildung 5-8 angewandt [56]. Die Bilanzhülle umfasst dabei ein zylindrisches Volumen. Der Impuls des eintretenden Kraftstoffs ist gleich dem des austretenden Gemisches aus Kraftstoff und Umgebungsgas. Das vom Kraftstoff mitgerissene Gas wird hier als senkrecht zur betrachteten Impulsrichtung eintretend angesehen.

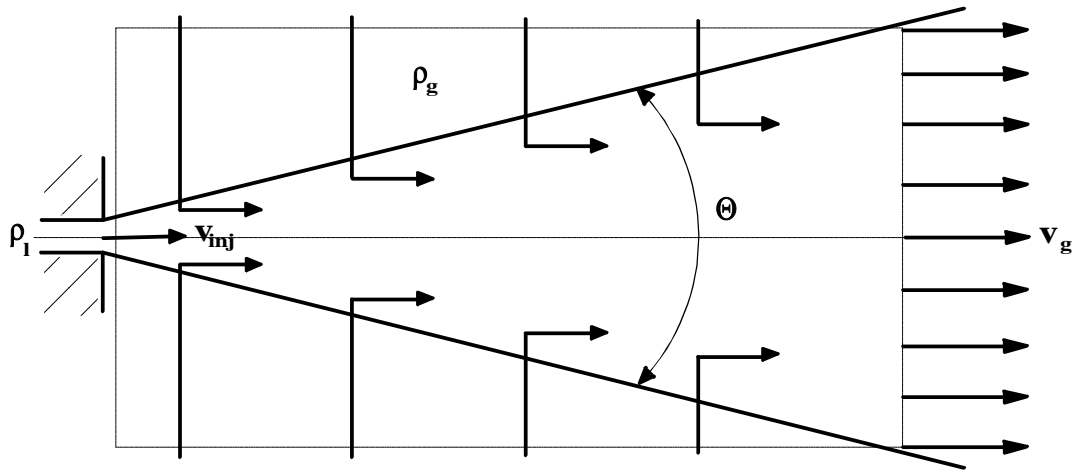


Abbildung 5-8: Bilanzhülle für Impulserhaltung [56]

Die gleichzusetzenden Impulsströme sind

$$\dot{I}_0 = \mu \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \rho_l \cdot v^2$$

$$\dot{I}_S = v_g \cdot \left[ \left( \pi \cdot \left( x \cdot \tan \frac{\Theta}{2} + \frac{\sqrt{\mu}}{2} \cdot d \right) \cdot v_g - \mu \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot v^2 \right) \cdot \rho_g + \mu \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot v^2 \cdot \rho_l \right] \quad \text{Gl. 5-15}$$

Dafür gibt [56] folgende Näherungslösung:

$$\Theta = 2 \cdot \arctan \left[ \frac{v \cdot d \cdot t}{\left( \frac{\rho_g}{\mu \cdot \rho_l} \right)^{0,5} \cdot S^2} \right] \quad \text{Gl. 5-16}$$

mit  $\Theta$ : Strahlkegelwinkel  
 $t$ : Zeit

Experimente von Renner [43] zeigen jedoch eine bessere Übereinstimmung mit dem Experiment, wenn der Exponent 0,5 durch  $\alpha_3$  ersetzt und ein zusätzlicher konstanter Faktor eingeführt wird. Damit ergibt sich als Korrelationsfunktion für den Strahlkegelwinkel Gl. 5-17.

$$\Theta = 2 \cdot \arctan \left[ K_W \cdot \frac{v \cdot d \cdot t}{\left( \frac{\rho_g}{\mu \cdot \rho_l} \right)^{\alpha_3} \cdot S^2} \right] \quad \text{Gl. 5-17}$$

mit  $K_W = 2,65$

$\mu = 0,65$

### 5.3.3 Mittlerer Tropfendurchmesser

Zur Bestimmung einer Korrelationsfunktion für den mittleren Tropfendurchmesser hat Hiroyasu grundlegende Arbeiten geleistet [57]. Dabei werden stationäre Strahlen mittels eines Beugungsmessverfahrens betrachtet. Der mittlere Sauterdurchmesser ergibt sich durch eine Mittelung, die über das Tropfenvolumen gewichtet ist.

$$SMD = D[3,2] = \frac{\int D^3 \cdot N(D) dD}{\int D^2 \cdot N(D) dD} \quad \text{Gl. 5-18}$$

Hiroyasu unterteilt den Strahlzerfall in zwei Bereiche, um jeweils gut passende Korrelationsfunktionen angeben zu können:

- Incomplete Spray: für kleine Geschwindigkeiten beginnt der Strahlaufbruch erst durch die äußeren Kräfte
- Complete Spray: bei höheren Geschwindigkeiten beginnt der Strahlaufbruch bereits im Düsenloch

Die zugehörigen Funktionen werden in [57] bestimmt zu

$$\frac{SMD_{ic}}{d} = 4,12 \cdot \left[ \frac{v_0 \cdot d \cdot \rho_l}{\eta_l} \right]^{0,12} \cdot \left[ \frac{v_0^2 \cdot d \cdot \rho_l}{\sigma_l} \right]^{-0,75} \cdot \left( \frac{\eta_l}{\eta_g} \right)^{0,54} \cdot \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,18} \quad \text{Gl. 5-19}$$

im Bereich des Incomplete Spray

$$\frac{SMD_{co}}{d} = 0,38 \cdot \left[ \frac{v_0 \cdot d \cdot \rho_l}{\eta_l} \right]^{0,25} \cdot \left[ \frac{v_0^2 \cdot d \cdot \rho_l}{\sigma_l} \right]^{-0,32} \cdot \left( \frac{\eta_l}{\eta_g} \right)^{0,37} \cdot \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{-0,47} \quad \text{Gl. 5-20}$$

im Bereich des Complete Spray

Der Sauterdurchmesser ist das Maximum aus beiden Bereichen

$$\frac{SMD}{d} = \max \left[ \frac{SMD_{ic}}{d}, \frac{SMD_{co}}{d} \right] \quad \text{Gl. 5-21}$$

Die Anwendung dieser Korrelationsfunktionen für den instationären Bereich ist möglich, da durch die Aufteilung in zwei Bereiche auch für kleine Drücke eine Korrelation erstellt wird. Die Arbeiten von Renner weisen jedoch für Dieseleinspritzung eine falsche Wiedergabe des Dichteinflusses nach. Der negative Exponent zeigt eine Zunahme der Tropfengröße mit der Dichte des Gases. Das ist in vielen Untersuchungen widerlegt worden. Renner korrigiert Gl. 5-20 nach eigenen Experimenten. Der Exponent des letzten Faktors wird auf 0,11 geändert und eine neue Konstante wird bestimmt.

$$\frac{SMD_{co}}{d} = 0,023 \cdot \left[ \frac{v_0 \cdot d \cdot \rho_l}{\eta_l} \right]^{0,25} \cdot \left[ \frac{v_0^2 \cdot d \cdot \rho_l}{\sigma_l} \right]^{-0,32} \cdot \left( \frac{\eta_l}{\eta_g} \right)^{0,37} \cdot \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,11} \quad \text{Gl. 5-22}$$

#### 5.4 Rechnerische Untersuchung des konventionellen Einspritzsystems

Die in den vorhergehenden Kapiteln beschriebenen Verfahren sind in das Programm DIESEI eingeflossen. Es handelt sich um ein von der Firma Daimler entwickeltes Tool zur ein-dimensionalen Berechnung von Einspritzsystemen und – mit Hilfe der in Kapitel 5.3 vorgestellten Korrelationsfunktionen – auch von Einspritzstrahlcharakteristiken.

##### Taktung

Die Aufteilung der Homogenmenge in mehrere Pulse ist sowohl in Kapitel 4 als auch zu Beginn dieses Kapitels als Mittel zur Reduzierung der Strahleindringtiefe genannt worden. Die Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse für das CHHC-Verfahren mit und ohne Taktung in Abbildung 5-9 bestätigt die kleinere Eindringtiefe bei gleichem Einspritzdruck und gleicher Düse.

Dabei sind sowohl die Homogen- als auch die Heterogenmenge bei beiden Simulationen gleich. Wird die Homogenmenge in nur einem Puls eingebracht, so erreicht die Einspritzrate ein höheres Maximum. Die Aufteilung in drei Pulse senkt dieses Maximum von etwa 3 auf 2,1 mm<sup>3</sup>/°KW. Dadurch besitzt die Strahlspitze einen kleineren Impuls und dringt weniger schnell in den Brennraum ein.

##### Einspritzdruck

Mit steigendem Einspritzdruck nimmt die maximal erreichbare Einspritzrate einer Düse zu. Im Bereich kleiner Mengen öffnet die Nadel jedoch nicht bis zu ihrem Anschlag und begrenzt damit die Rate auf einen Wert unterhalb des maximal Möglichen. Mit kürzeren Ansteuerdauern ist die Drosselung im Nadelsitz stärker. Die Simulation in Abbildung 5-10 zeigt das Ergebnis der gegenläufigen Effekte auf den Kraftstoffstrahl.

Die Einspritzung der Heterogenmenge erreicht mit höherem Einspritzdruck größere Maxima bei der Einspritzrate. Gleiches gilt auch für die Pulse zur Einbringung der Homogenmenge. Der berechnete Weg der Nadel unterscheidet sich in der Einspritzdruckvariation kaum. Zu Beginn des Öffnungsvorgangs muss der Piezo-Aktor bei höherem Druck eine größere Kraft

aufbringen. Seine Bewegung ist dadurch zunächst langsamer. Wenn der Kraftstoffdruck auch die Nadelfläche unterhalb des Dichtsitzes erreicht, öffnet die Nadel jedoch bei größerem Druck schneller. Für die Menge der einzelnen Pulse der Homogenmenge ergeben sich nur unbedeutende Unterschiede im maximalen Nadelhub. Daher ist der Einfluss des Einspritzdrucks auf die Rate deutlich zu erkennen. Mit der größeren Rate besitzt der Strahl einen größeren Impuls. Dadurch steigt die Eindringtiefe mit größerem Einspritzdruck.

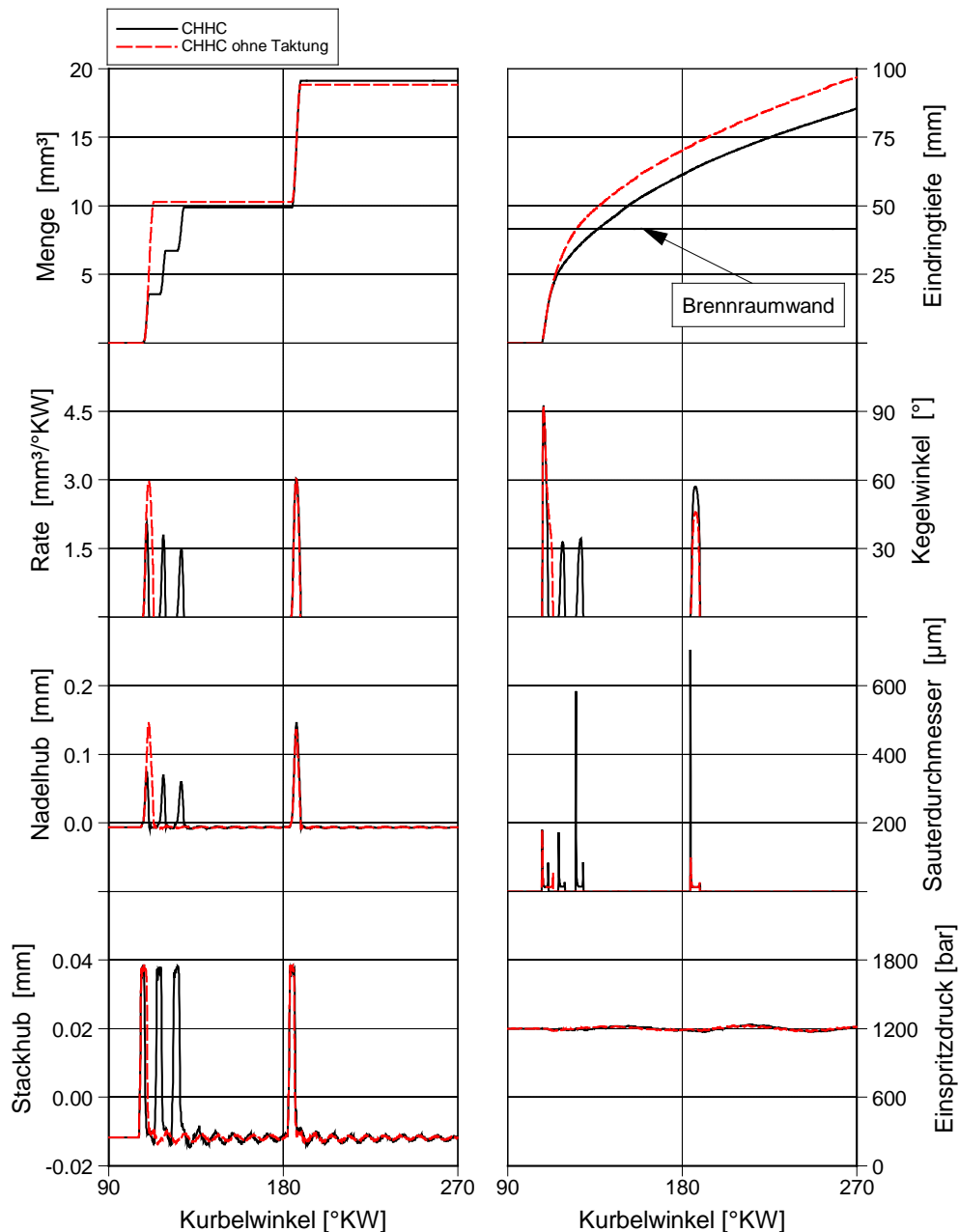


Abbildung 5-9: Simulation 2000 min<sup>-1</sup> / 19 mm<sup>3</sup>, Einfluss Taktung

Weitere Möglichkeiten zur Beeinflussung der Strahlcharakteristik bietet das konventionelle Einspritzsystem nur durch Hardware-Änderungen. So kann eine andere Düsengeometrie Einfluss haben. Solche Hardware-Änderungen können jedoch niemals nur für einen Teil des Kennfelds eingesetzt werden.

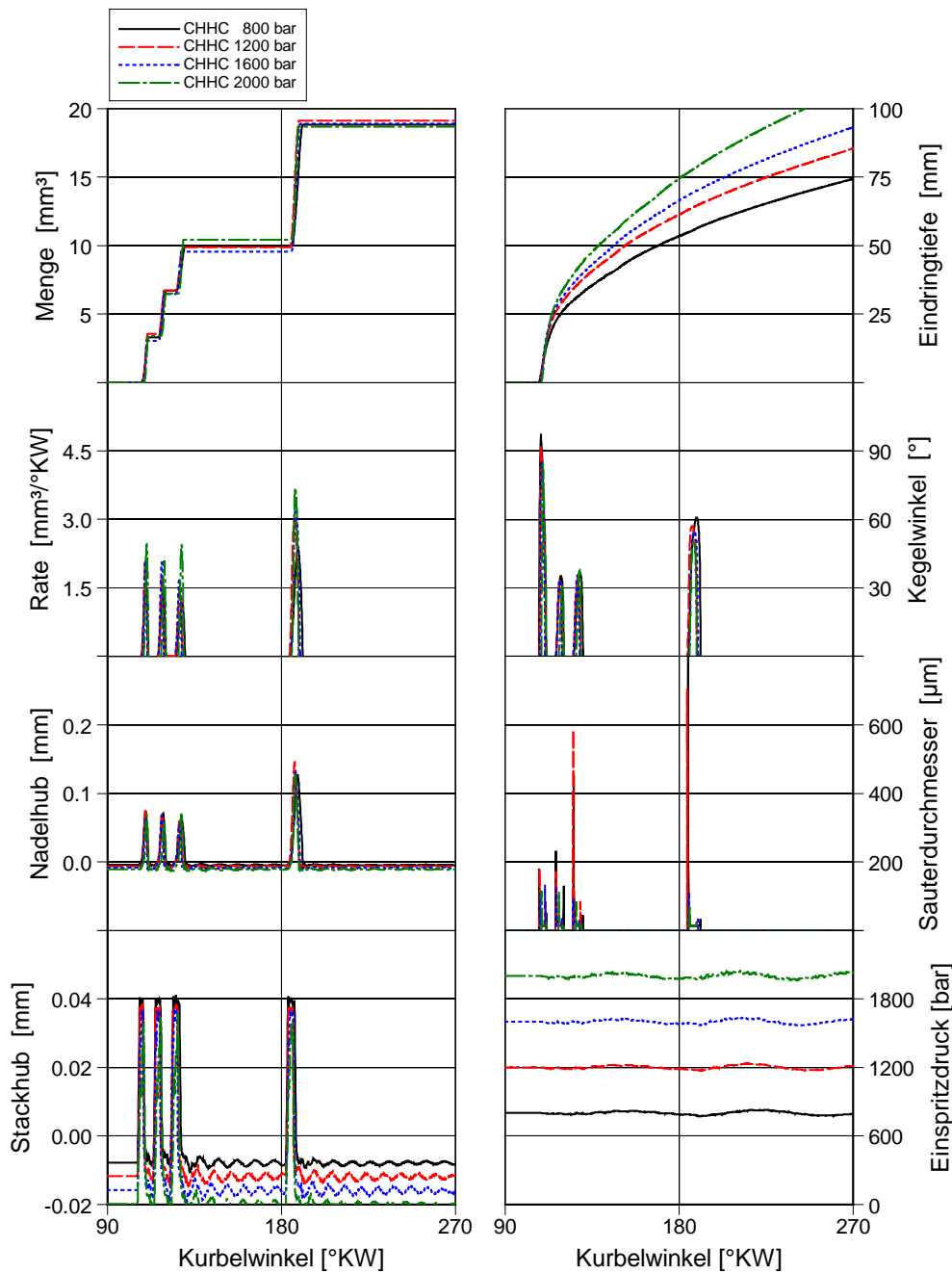


Abbildung 5-10: Simulation  $2000 \text{ min}^{-1} / 19 \text{ mm}^3$ , Einspritzdruckvariation

### 5.5 Möglichkeiten zur Weiterentwicklung

Weitere Möglichkeiten, Einfluss auf die Einspritzrate zu nehmen, ergeben sich aus der Betrachtung der Parameter, welche die Strömung erzeugen. Der Einspritzverlauf beschreibt die eingespritzte Kraftstoffmenge pro Zeit, also den Kraftstoffvolumenstrom. Für einen Volumenstrom gilt Gl. 5-23.

$$\dot{V} = A \cdot v \quad \text{Gl. 5-23}$$

mit  $\dot{V}$ : Volumenstrom  
 $A$ : Querschnittsfläche  
 $v$ : Geschwindigkeit

Dabei hängt die Strömungsgeschwindigkeit von der Druckdifferenz ab. Idealisiert lässt sich diese nach Bernoulli berechnen. Unter Vernachlässigung einer Anfangsgeschwindigkeit erhält man Gl. 5-24.

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad \text{Gl. 5-24}$$

mit  $v$ : Geschwindigkeit  
 $\Delta p$ : Druckdifferenz Injektor – Brennraum  
 $\rho$ : Dichte des Fluids

Mit Gl. 5-23 und Gl. 5-24 ergibt sich Gl. 5-25:

$$\dot{V} = A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad \text{Gl. 5-25}$$

Einfluss auf die Rate kann nach Gl. 5-25 genommen werden, indem entweder der Querschnitt oder die Druckdifferenz verändert wird.

Typische Raten, die mit Hilfe der aufgezeigten Prinzipien dargestellt werden können, sind „square“, „ramp“ und „boot“. Abbildung 5-11 zeigt die Verläufe.

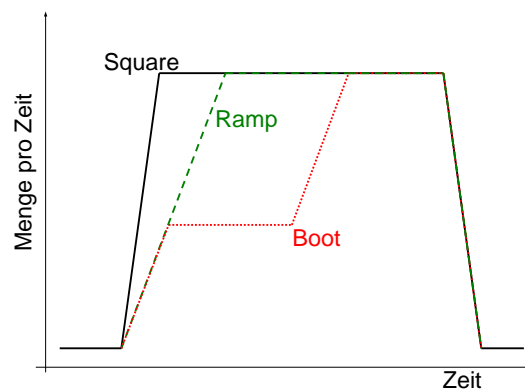


Abbildung 5-11: Ratenformen

Wird die maximale Rate von Beginn der Einspritzung an gewünscht, so hat der Einspritzverlauf zu Beginn eine sehr große Steigung und ist nahezu rechteckig. Man spricht auch von einem square-förmigen Verlauf. Wird der Injektor geöffnet, während die Rate gerade erhöht wird, so beginnt die steigende Flanke des Einspritzverlaufs flacher. Man spricht auch von einem ramp-förmigen Verlauf. Beginnt die Einspritzung mit einer kleinen

Rate und wird diese nach kurzer Zeit erhöht, so bildet der Einspritzverlauf eine Stufe aus. Zunächst wird ein kleines Plateau erreicht. Dann erfolgt die Volumenstromerhöhung. Hierfür wird häufig die Bezeichnung Boot-Einspritzung verwendet.

## 5.6 Variabler hydraulischer Durchfluss

Auf dem Weg in den Brennraum gelangt der Kraftstoff durch verschiedene Querschnitte. Entscheidend für die Einbringung in den Brennraum ist die Geometrie der Düse. Bei weit geöffneter Nadel bestimmen die Düsenlöcher den zur Verfügung stehenden Querschnitt. Auch in Bereichen kleinen Nadelhubs haben die Düsenlöcher Einfluss auf die Rate durch Charakterisierung des Öffnungsverzugs.

### 5.6.1 Prinzip

Die Variation des hydraulischen Durchflusses einer Düse ist ein Verfahren zur Formung des Einspritzverlaufs. Der Kraftstoffvolumenstrom wird über den zur Verfügung stehenden Querschnitt  $A$  aus Gl. 5-25 verändert. Die variable Gestaltung des Durchflusses kann durch Veränderung der Lochgröße oder der Anzahl der Löcher realisiert werden. Wird der Querschnitt während der Einspritzung verändert, so kann nicht nur zwischen großer Rate und kleiner gewählt werden, sondern auch ein gewünschter Verlauf aufgeprägt werden – wie zum Beispiel eine Vergrößerung der Rate während der Einspritzung.

### 5.6.2 Düsen-Konzepte

Die bekannten Prinzipien zur Variation des Querschnitts lassen sich nach der Anordnung der Einspritzlöcher und der Anzahl der Nadeln wie folgt kategorisieren:

- Düsen mit einer Lochreihe
- Düsen mit zwei Lochreihen und einer Nadel
- Düsen mit zwei Lochreihen und zwei Nadeln

#### eine Lochreihe

Wird die Querschnittsvariation mit Düsen durchgeführt, deren Einspritzlöcher alle in einer Lochreihe angeordnet sind, so kann man wie in [58] mit nur einer Nadel auskommen. Hierzu wird die Nadel außermittig geführt. Auf diese Weise öffnen nicht alle Einspritzlöcher gleichzeitig. Über den Nadelhub wird so der nutzbare Einspritzquerschnitt verändert. Diese Art der Querschnittsvariation ist für heutige Dieselmotoren jedoch kaum anwendbar. Für eine gute Gemischaufbereitung ist eine gleichmäßige Verteilung des Kraftstoffs im Brennraum wünschenswert. Diese kann nur erreicht werden, wenn die Einspritzung in alle Richtungen gleich verläuft. Ein kürzeres Erfassen einer Brennraumseite verschlechtert die Gemischbildung.

In [59] wird trotz Steuerung mit nur einer Nadel eine Ungleichmäßigkeit vermieden. Dazu wird, wie in Abbildung 5-12 gezeigt, eine zwangsgesteuerte Drosselhülse um die Nadel verwendet.

Drosselhülse und Nadel sind so miteinander verbunden, dass beim Nadelöffnen zunächst ein Vorhub von der Nadel überwunden werden muss, bevor die Hülse mitgezogen wird. Hat die Nadel vom Sitz abgehoben, den Vorhub aber noch nicht überwunden, so gelangt



Kraftstoff zwischen Nadel und Hülse. Die noch im Sitz befindliche Hülse verhindert jedoch, dass Kraftstoff zwischen Hülse und Düsenkörper zu den Einspritzöffnungen gelangt. Sind nun die Bohrungen in der Hülse kleiner als im Düsenkörper, so ist der Einspritzquerschnitt verringert. Erst wenn die Nadel die Hülse ebenfalls aus ihrem Sitz hebt, gelangt Kraftstoff ohne die Drosselung der Hülse direkt zu den Einspritzlöchern im Düsenkörper. Dann steht der volle Querschnitt zur Verfügung.

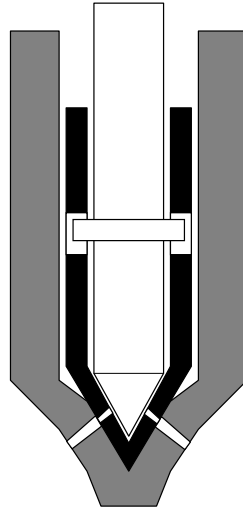


Abbildung 5-12: eine Lochreihe mit Drosselhülse – nach [59]

Zur freien Variation des Querschnitts ist bei diesem Prinzip eine Nadelsteuerung nötig, die neben dem ungehinderten Vollhub der Nadel auch eine Hubbegrenzung ermöglicht. Nur so kann zwischen einer Einspritzung durch die Drosselhülse oder ohne Drosselung gewählt werden. Auch damit allerdings beginnt und endet jede Einspritzung durch den kleinen Querschnitt. Mit der Standardnadelbetätigung ist nur ein vorgegebener Verlauf darstellbar, der nicht verändert werden kann. Abhilfe kann eine getaktete Ansteuerung schaffen, wenn sie den Nadelhub unterhalb des Vorhubs hält. Der Einfluss einer oszillierenden Nadel auf die Gemischbildung und die Wiederholgenauigkeit (shot to shot) ist jedoch unbekannt.

Eine direkte Nadelbetätigung wie in Abbildung 5-5 C dargestellt, kann ohne spezielle Düsen ebenfalls zur Variation des Einspritzverlaufs herangezogen werden. Eine Drosselung des Volumenstroms wird dabei durch einen Teilhub der Nadel erreicht. Bei diesem Teilhub muss sich die Nadel noch im Sitzdrosselbereich befinden. Das bedeutet, der engste Querschnitt befindet sich nicht wie beim Vollhub an den Spritzlöchern, sondern zwischen der Nadel und ihrem Sitz. Der Volumenstrom wird dadurch geringer als beim Vollhub. Allerdings verändert sich auch die Gemischaufbereitung. Der Strahl wird kürzer und dicker [38], was für das konventionelle Brennverfahren wegen der dadurch verringerten Luftefassung nicht erwünscht ist.

### **zwei Lochreihen und eine Nadel**

Das Prinzip zwei Lochreihen und eine Nadel ist in verschiedenen Konstruktionen dargestellt. Die geringsten Änderungen in der Nadel- und Düsenkörpergeometrie finden sich in [60]. Hier ist der Düsenkörper so geformt, dass die untere Lochreihe sich im Sackloch befindet,

während die Öffnungen der oberen Lochreihe wie bei einer Sitzlochdüse angeordnet sind. Das bedeutet, die Bohrungen der oberen Lochreihe liegen direkt unter dem Nadelsitz. Hebt die Nadel nur wenig vom Sitz ab, so entsteht genau auf Höhe der oberen Lochreihe eine enge hydraulische Verbindung zur unteren Lochreihe. In der Engstelle entsteht eine erhöhte Strömungsgeschwindigkeit und somit ein verringerter Kraftstoffdruck. Dadurch soll die Einspritzung durch die obere Lochreihe verhindert werden. Eine solche erfolgt erst, wenn die Nadel einen größeren Weg zurückgelegt hat und die Engstelle vor der oberen Lochreihe nicht mehr existiert. Diese Konstruktion macht eine Nadelsteuerung mit zwei Hubstufen notwendig, damit zwischen der Einspritzung nur durch die untere Lochreihe oder durch beide Lochreihen gewählt werden kann. Obwohl nur ein Steuerelement existiert, wird diese Lösung keine gute Gemischbildung erzielen können. Der Grund ist das erwartete unkontrollierte Tropfen aus der oberen Lochreihe in der Öffnungs- und Schließphase der Nadel. Als gut für die Gemischbildung hat sich bisher ein schnelles, klar definiertes Öffnen und Schließen der Nadel erwiesen, da hier der Bereich eines durch Drosselung beeinflussten Strahls vermieden wird. Das hier dargestellte Prinzip läuft dem zuwider.

Eine Konstruktion mit zylindrischer Nadel ermöglicht die Einspritzung aus einer Lochreihe, während die andere noch geometrisch verschlossen ist. Abbildung 5-13 zeigt das in [61] verwendete Prinzip.

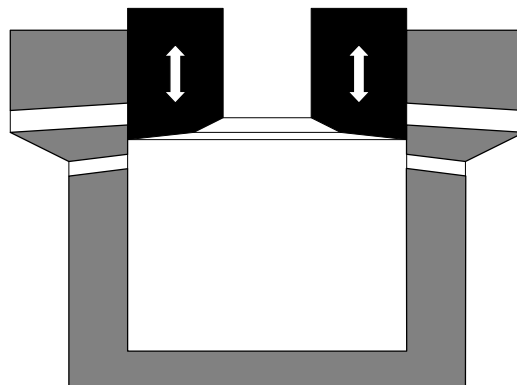


Abbildung 5-13: zwei Lochreihen mit einer zylindrischen Nadel – nach [61]

Zum Einsatz kommt eine Hohl-nadel, durch deren Längsbohrung ständig die Kraftstoffzufuhr mit dem Sackloch verbunden ist. Durch ein Anheben der Hohl-nadel wird zunächst die untere Lochreihe freigegeben. Ein weiterer Hub ermöglicht die Einspritzung durch beide Lochreihen. Das bedeutet, eine konventionelle Nadelsteuerung ermöglicht auch bei diesem Prinzip keine flexible Einspritzverlaufsformung. Um zwischen der Einspritzung durch die untere Lochreihe und einer durch beide Lochreihen umschalten zu können, wird eine Nadelsteuerung benötigt, die neben dem Vollhub der Nadel auch eine Hubbegrenzung zulässt. In der Praxis muss sich zeigen, wie gut die zylindrische Dichtung funktioniert. Im Gegensatz zur Dichtung bei konischen Nadeln, die durch Aufsetzen der Nadel entsteht, ist hier prinzipbedingt kein Formschluss möglich. Damit ist eine geringere Dichtheit zu erwarten, die durch Tropfen auch Einfluss auf die Emissionen haben kann.

Die gleichen positiven und negativen Eigenschaften bietet das System auch, wenn es wie in [62] über eine nach außen öffnende zylindrische Hohlnadel mit einer Sacklochbohrung verfügt. Zu Beginn einer Einspritzung wird diese Nadel nach unten bewegt. Dadurch gibt der Düsenkörper Bohrungen frei, durch die der Kraftstoff aus der Sacklochbohrung in den Brennraum gelangen kann. Auch hier können die Einspritzlöcher in zwei Lochreihen angeordnet sein, die über den Nadelhub geschaltet werden. Zum Beenden der Einspritzung wird die Nadel nach oben bewegt. Der Düsenkörper verschließt dann die Einspritzöffnungen.

Das Prinzip zwei Lochreihen und eine Nadel kann auch mit einer Nadel verwirklicht werden, die eine zylindrische und eine konische Dichtfläche besitzt. Anhand von Abbildung 5-14 kann die Idee von [63], [64], [65], [66] und [67] erklärt werden.

Das mehrstufige Öffnen erfolgt hier ebenfalls über die Einstellung des Nadelhubs. Dabei wird ausgenutzt, dass die Öffnungscharakteristik der konischen und der zylindrischen Dichtung unterschiedlich sein kann. Während beim Abheben der Nadel vom konischen Sitz, also direkt beim kleinsten Nadelhub, Kraftstoff an der ersten Dichtfläche vorbeiströmt, kann die zylindrische Dichtung so ausgelegt werden, dass sie erst nach einem gewissen Vorhub öffnet. Wie bei den anderen Prinzipien mit einer Nadel sind auch hier an die Nadelsteuerung zusätzliche Anforderungen gestellt. Für die flexible Formbarkeit müssen Vollhub und Hubbegrenzung möglich sein. Ein Vorteil gegenüber der rein zylindrischen Dichtung ist hier der konische Nadelsitz. Dieser verhindert einen Kraftstofffluss sicher, wenn die Nadel geschlossen ist. Das gilt nicht, wenn eine Lochreihe, wie in [68], stets nur durch eine zylindrische Dichtfläche verschlossen ist.

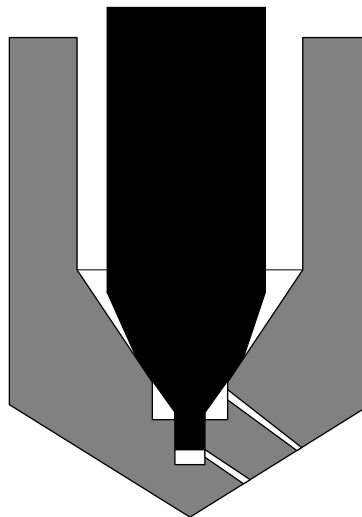


Abbildung 5-14: zwei Lochreihen, Nadel mit konischer und zyl. Dichtfläche – nach [63]

Dieses Prinzip kann wie in [69] auch leicht abgewandelt werden, wenn anstelle der zylindrischen Dichtung aus [63] Bohrungen in der Nadel erst nach einem Vorhub die untere Lochreihe mit der Kraftstoffzufuhr verbinden.

#### **zwei Lochreihen und zwei Nadeln**

Zur Kategorie zwei Lochreihen und zwei Nadeln gehören viele verschiedene Konstruktionen. Die nächstliegende ist in [70] beschrieben und besitzt zwei nebeneinander angeordnete

Nadeln in einer Düse. Jede Nadel ist mit Öffnungen in einer Lochreihe hydraulisch verbunden und muss für den Betrieb mit einem Common-Rail einzeln gesteuert werden können. Durch die unabhängige Ansteuerung können die Bohrungen der beiden Lochreihen in beliebiger Reihenfolge und Kombination geöffnet und geschlossen werden. Für die Formung des Einspritzverlaufs ist damit eine große Flexibilität vorhanden. Obwohl jede Nadel mit einem konventionellen Verfahren betätigt werden kann, ist der Steuerungsaufwand größer, da zwei Nadeln vorhanden sind. Die Lage der Nadeln nebeneinander führt zu einem Bauraumnachteil. Eine so konstruierte Düse fällt deutlich größer aus als heutige konventionelle Düsen. Damit bleibt ihr Einsatz auf ein Tool beschränkt, welches ohne größere Modifikationen voraussichtlich nicht an jedem Motor benutzt werden kann.

Andere Konzepte mit zwei Nadeln benutzen eine Kombination aus einer Hohl- und einer vollen Nadel, welche in der hohlen geführt wird. Hierdurch kann der für die Düse benötigte Bauraum verkleinert werden. Eine Möglichkeit für eine solche Konstruktion ist die Unterbringung der inneren Nadel in einem Sackloch in der äußeren Nadel. Abbildung 5-15 zeigt das Konzept aus [71], [72], [73], [74] und [75].

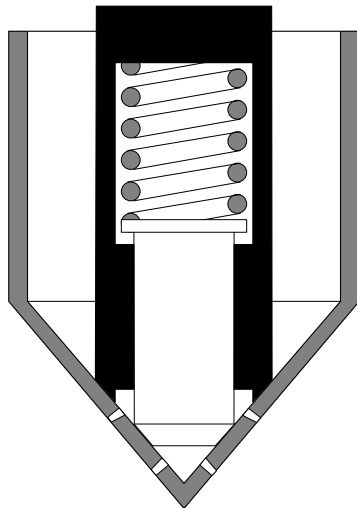


Abbildung 5-15: Hohl- und vollen Nadel mit Sacklochbohrung [71]

Durch diese Konstruktionen kann mittels einer Steuerung nur Einfluss auf die äußere Nadel genommen werden. Um die innere Nadel steuern zu können, ist ihre Feder so auszulegen, dass druckabhängiges Öffnen und Schließen vermieden wird. Für eine Zwangssteuerung ist dann eine Hubsteuerung der äußeren Nadel nötig, die neben dem konventionellen Vollhub auch einen Teilhub der äußeren Nadel ermöglicht. Bei diesem Teilhub kann die innere Nadel noch geschlossen sein. Auf diese Weise wird durch die Stellung des Hubes der äußeren Nadel zwischen einer Einspritzung durch eine oder durch zwei Lochreihen gewählt. Jede Einspritzung beginnt und endet jedoch durch nur eine Lochreihe. Zugunsten von Raumbedarf und Steuerbarkeit wird hier die Variabilität eingeschränkt. Die bekannten Verläufe „ramp“ und „boot“ sind darstellbar, während ein „square“ aufgrund der Öffnungs- und Schließcharakteristik nicht erzeugt werden kann.

Eine aktive Steuerung der inneren Nadel kann erreicht werden, wenn die äußere Nadel keine Sacklochbohrung, sondern eine Durchgangsbohrung besitzt. Dann sind beide Nadeln von

einer außerhalb der Düse liegenden Steuerung erreichbar. Eine Konstruktion dieser Art aus [76] zeigt Abbildung 5-16; weitere sind beschrieben in [77], [78], [79], [80], [81], [82], [83], [84], [85], [86], [87], [88], [89] und [90]. Sind beide Nadeln unabhängig ansteuerbar, so ist die Variabilität in der Einspritzverlaufsformung groß. Es kann zunächst durch eine, dann durch beide Lochreihen eingespritzt werden. Wenn die Steuerung es ermöglicht, sind auch beide Nadeln gleichzeitig zu öffnen und zu schließen. So lassen sich auch die Formen „boot“, „ramp“ und „square“ darstellen. Die Konstruktion schränkt die Freiheiten jedoch dadurch leicht ein, dass die Reihenfolge des Öffnens und Schließens der Lochreihen vorgegeben ist. So kann bei einem herkömmlichen Dichtungskonzept Kraftstoff nur dann zu der als zweites öffnenden Lochreihe gelangen, wenn auch die Nadel der ersten Lochreihe geöffnet ist. Sollen die beiden Lochreihen unabhängig voneinander sein, so muss der Kraftstoff jeweils bis zur dichtenden Nadel kommen. Dadurch wird ein problematischeres Dichtungskonzept notwendig. Wie auch die innere Nadel in Abbildung 5-16, muss mindestens eine der Nadeln zwei Dichtflächen besitzen. Formschluss an beiden Stellen ist jedoch nur durch elastische Verformung zu erreichen.

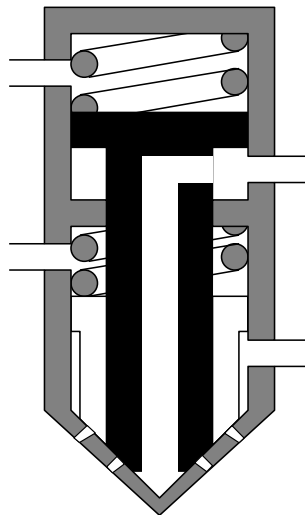


Abbildung 5-16: Hohl- oder Doppelnadel mit Durchgangsbohrung – nach [76]

Abhilfe kann hier eine zusätzliche Trennung der beiden Lochreihen bieten. Diese wird in [91] durch eine Trennhülse realisiert. Die Trennhülse befindet sich zwischen der inneren und der äußeren Nadel. Der Kraftstoff für die obere Lochreihe wird zwischen dem Düsenkörper und der Hohl- oder Doppelnadel zugeführt. Er gelangt auch bei geöffneter äußerer Nadel nicht bis zur zweiten Nadel, da dazwischen die Trennhülse angeordnet ist. Der Kraftstoff für die untere Lochreihe wird zwischen der Trennhülse und der inneren Nadel zugeführt. Da die Trennhülse in Richtung oberer Lochreihe dichtet, braucht die innere Nadel nur die Abdichtung zu der unteren Lochreihe zu übernehmen. Das Prinzip ist in Abbildung 5-17 dargestellt.

Auf diese Weise steht die Reihenfolge für Öffnen und Schließen der Lochreihen als zusätzlicher Variationsparameter zur Verfügung. Das gilt insbesondere bei einer unterschiedlichen Konfiguration der beiden Lochreihen hinsichtlich der Anzahl und des Durchmessers der Spritzlöcher oder des Spritzwinkels. Dieses Konzept ist wegen der

höheren Anzahl der Teile im Düsenbereich bisher nicht für Pkw-typische Bauräume realisiert worden. Es findet nur in Großmotoren Anwendung.

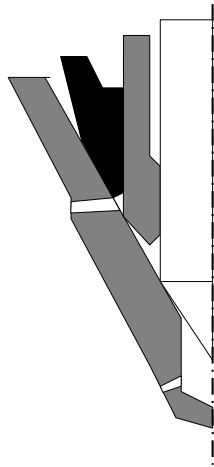


Abbildung 5-17: Hohl- und Vollnadel mit Durchgangsbohrung und Trennhülse – nach [91]

Eine weitere Konstruktion mit zwei Nadeln und zwei Lochreihen ist in [92] beschrieben. Hier verschließt eine Hohl- oder Vollnadel über einen konischen Dichtsitz eine Lochreihe. In der Hohl- oder Vollnadel ist eine innere Nadel angeordnet. Diese dichtet jedoch nicht, wie in oben beschriebenen Lösungen, gegen einen weiteren Dichtsitz am Düsenkörper, sondern gegen einen Dichtsitz im Inneren der Hohl- oder Vollnadel. Ist die innere Nadel geschlossen, gelangt kein Kraftstoff in die untere Spitze der Hohl- oder Vollnadel. Die zweite Lochreihe befindet sich, wie Abbildung 5-18 zeigt, in der Hohl- oder Vollnadel. Diese ragt aus dem Düsenkörper heraus.

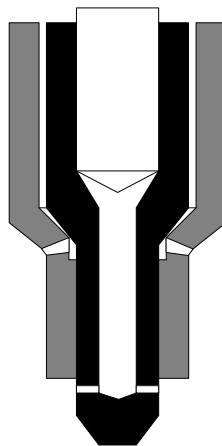


Abbildung 5-18: Hohl- oder Vollnadel mit innerem Dichtsitz – nach [92]

Diese Konstruktion bietet den Vorteil, dass beide Lochreihen unabhängig voneinander sind. Es kann sowohl durch beide Lochreihen als auch nur durch eine Lochreihe eingespritzt werden. Wird nur durch eine Lochreihe eingespritzt, kann gewählt werden, durch welche. Die Reihenfolge von Öffnen und Schließen ist variabel. Die Hohl- oder Vollnadel muss hier an zwei Stellen dichten, einmal an ihrem konischen Dichtsitz oberhalb der ersten Lochreihe und ein weiteres Mal an einer zylindrischen Stelle zwischen oberer Lochreihe und Brennraum. Durch die Wahl

eines konischen und eines zylindrischen Dichtsitzes ist hier eine doppelte Dichtung ohne Verformung möglich. Die Wirkung der zylindrischen Dichtung ist jedoch als weniger effektiv einzuschätzen als die einer konischen Dichtung. Das auch bei geschlossener innerer Nadel mit dem Brennraum verbundene Sacklochvolumen in der Hohnadel ist durch die Konstruktionsart deutlich größer als bei anderen Konstruktionen. Da nach [2] die HC-Emissionen nahezu proportional zum Sacklochvolumen sind, ist ein starker Anstieg zu erwarten. Zusätzlich ändert sich mit der Bewegung der Hohnadel die Position der unteren Lochreihe. Das erschwert die Gemischbildung, die normalerweise nur auf einen Strahlwurzelfpunkt ausgelegt ist.

Ebenfalls in die Kategorie zwei Lochreihen und zwei Nadeln fällt die ausgefallene Konstruktion nach [93]. Hier wird eine innere Nadel in einer Hohnadel geführt. Die Hohnadel steuert über einen konischen Dichtsitz die obere Lochreihe. Die Öffnungen der unteren Lochreihe befinden sich im Sackloch unterhalb der Hohnadel. Damit öffnen sie auch, wenn die obere Lochreihe geöffnet wird. Zusätzlich kann die untere Lochreihe über die innere Nadel angesteuert werden. Dazu öffnet die Vollnadel keine Verbindung zum Hochdruck, sondern wirkt als Verdrängungsnadel. Durch eine Bewegung in das Sackloch nimmt sie dort Volumen ein und verdrängt den Kraftstoff durch die untere Lochreihe in den Brennraum. Wie bei der Lösung in Abbildung 5-18 sind auch hier ein großes Sacklochvolumen und damit erhöhte HC-Emissionen zu erwarten. Während im obigen Beispiel versucht werden kann, das Sackloch zu minimieren, entsteht hier ein zusätzlicher Zielkonflikt. Ein großes Sacklochvolumen erhöht die Emissionen, ein kleines senkt die maximal verdrängbare Kraftstoffmenge vor der unteren Lochreihe. Eine Realisierung dieses Prinzips erscheint unwahrscheinlich, da zusätzlich zu dem Nachteil des großen Schadvolumens weitere Einschränkungen der Flexibilität kommen. So kann der Druck für die Einspritzung der unteren Lochreihe nicht gewählt werden. Die Strahlausbreitung hängt von der Nadelbewegung ab. Mit einer herkömmlichen Nadelsteuerung für die Innennadel kann weder die Nadelgeschwindigkeit noch ihr Gesamthub eingestellt werden. Mit dem Gesamthub wird die eingespritzte Kraftstoffmenge bestimmt. Eine Variation ist nur mit einer aufwändigen Nadelsteuerung – z. B. einer Direktsteuerung – möglich.

### **Drehsteller**

Neben den bisher gezeigten Lösungen mit Nadeln im Einsatz als Hubventile gibt es auch Lösungen mit einem Drehventil. Mit diesem Prinzip werden drei Lochreihen mit einer Nadel und einem Drehsteller geschaltet. Abbildung 5-19 zeigt die Verwendung in [94].

Die Hohnadel besitzt einen konischen Dichtsitz, mit dem alle Lochreihen von der Kraftstoffzufuhr getrennt werden können. Bei geöffneter Hohnadel steuert der Drehsteller die Zufuhr zu den einzelnen Lochreihen. Bei unterschiedlichen Winkellagen öffnet er verschieden viele Bohrungen. Durch ein geeignetes Lochbild im Drehsteller ist es möglich, alle Kombinationen der drei Lochreihen zur Einspritzung zu verwenden. Bei den Umschaltvorgängen ist jedoch eine Einschränkung vorzunehmen, so dass nicht zwischen allen Kombinationen beliebig ohne Zwischenschritt umgeschaltet werden kann.

Dieses Prinzip ermöglicht eine Vielzahl an Freiheitsgraden. Die Steuerung des Drehstellers unterscheidet sich allerdings stark von der eines Hubventils. Die schnelle und genaue

Bewegung des Drehstellers erfordert einen neuen, direkten Antrieb. Realisierungen in Pkw-typischen Bauräumen erscheinen daher schwierig.

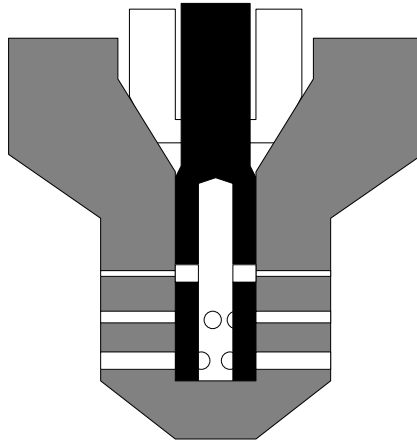


Abbildung 5-19: Hohl- und Drehschieber – nach [94]

## 5.7 Druckmodulation

Der Differenzdruck vom Düseninneren zum Brennraum ist die treibende Kraft zur Erzeugung eines Volumenstroms. Schon mit dem konventionellen Einspritzsystem kann der Einspritzdruck verändert werden. Wie mit der Größe der Querschnittsfläche kann mit dem Einspritzdruck das Maximum der Rate vorgegeben werden. Der Einfluss auf die Gemischbildung ist jedoch anders. Bei der Druckmodulation wird die Einflussmöglichkeit über den Einspritzdruck noch intensiver genutzt.

Auchnockengesteuerte Einspritzsysteme verändern den Kraftstoffdruck während eines Arbeitsspiels. Die Veränderung des Drucks ist jedoch fest an die Nockenform gebunden und kann nicht frei eingestellt werden. Deshalb besitzennockengesteuerte Systeme kein Potenzial für mehr Variabilität.

### 5.7.1 Prinzip

Die Druckmodulation ist ein Verfahren zur Formung des Einspritzverlaufs. Hier wird während einer Einspritzung eine Veränderung des Einspritzdrucks und damit von  $\Delta p$  aus Gl. 5-25 ermöglicht. Mit veränderbarem Einspritzdruck ist die Rate formbar. Voreinspritzungen können mit einem anderen Druck als die Haupteinspritzung eingebracht werden. Genauso kann es auch möglich sein, den Druck während der Einspritzung gezielt zu verändern. Dadurch kann zum Beispiel eine zunehmende Rate dargestellt werden.

### 5.7.2 Konzepte

Die bekannten Konstruktionen zur Druckmodulation lassen sich kategorisieren in Druckmodulation mittels

- eines Verstärkerkolbens,
- einer Absteuerung,



- eines variablen Zusatzvolumens,
- zweier Rails und
- Druckwellen.

### Verstärkerkolben

Das Prinzip Verstärkerkolben ist in Abbildung 5-20 dargestellt [49]. Ein Kolben mit zwei unterschiedlich großen Druckangriffsflächen ist zwischen dem Hochdruckspeicher und der Einspritzdüse angeordnet. Der Kraftstoff aus dem Druckspeicher wirkt auf die große Fläche des Kolbens. Die Bewegung des Kolbens startet, sobald ein Schaltventil den Steuerraum des Kolbens mit der Leckageleitung verbindet und somit druckentlastet. Der Kraftstoff an der kleineren Wirkfläche des Kolbens wird dadurch auf ein höheres Druckniveau gebracht.

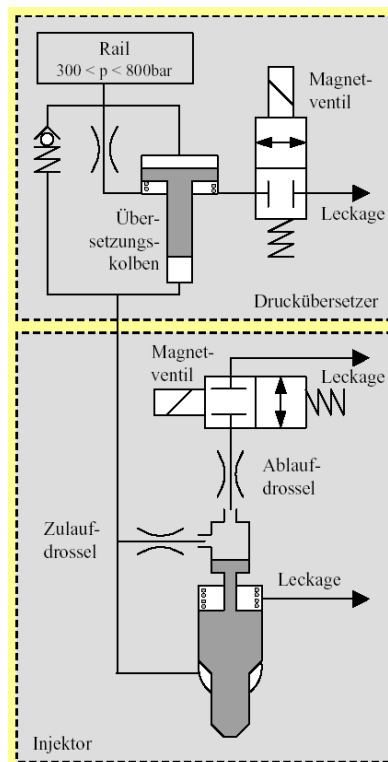


Abbildung 5-20: Verstärkerkolben [49]

Die technischen Realisierungen dieses Prinzips unterscheiden sich heute vor allem in der Lage des Druckverstärkers. Für Großmotoren gibt es Konstruktionen, bei denen der Druckverstärker im Injektor integriert ist [95] und [96]. Für Pkw-Motoren ist die Unterbringung im Injektor noch nicht dargestellt. Hier befindet sich der Druckverstärker als zusätzliches Element zwischen Common-Rail und Injektor [97]. Die modulare Aufbauweise besitzt den Vorteil, dass die Druckmodulationseinheit einfach mit verschiedenen Injektoren betrieben werden kann. Dazu gehören auch konventionelle Common-Rail Injektoren, wenn sie dem maximalen Kraftstoffdruck standhalten. Dieser liegt über dem eines Standard Common-Rail Systems. Ist dies der Fall, so wird eine gute Beurteilung des Effekts der Druckmodulation möglich, ohne dass Quereinflüsse unterschiedlicher Düsen und Injektoren vorliegen.

Durch die unabhängige Ansteuerung von Injektor (unteres Teilbild in Abbildung 5-20) und Druckverstärker (oberes Teilbild in Abbildung 5-20) lassen sich verschiedene

Einspritzverläufe erzeugen – „ramp“, „boot“ und „square“ sind darstellbar. Die so erzeugten Formen des Einspritzverlaufs können mit derzeitigen Realisierungen nur einmal pro Arbeitsspiel erzeugt werden. Das bedeutet, bei Mehrfacheinspritzungen bleibt die Formung nur einer Einspritzung vorbehalten. Nach einer Druckübersetzung benötigt der Verstärkerkolben eine Rücklaufzeit. Dadurch kann eine weitere Verstärkung erst im folgenden Arbeitsspiel durchgeführt werden.

Der Verstärkerkolben erzeugt einen Kraftstoffdruck im Injektor, der größer ist als im Hochdruckspeicher. Die Hochdruckpumpe braucht für den gleichen Einspritzdruck wie bei einem Standardsystem also nur kleinere Drücke im Common-Rail aufzubauen. Die Druckübersetzung des Verstärkerkolbens jedoch führt zu einer deutlich vergrößerten Steuermenge, die durch das Steuervolumen des Druckverstärkers entsteht. Hier muss zusätzlich der Niederdruckkreislauf so aufgebaut sein, dass die starken Pulsationen durch die Absteuerungen ertragen und gedämpft werden.

### **Absteuerung**

Abbildung 5-21 zeigt das Prinzip der Absteuerung [98]. Die Einheit zur Druckmodulation befindet sich dabei zwischen Hochdruckerzeugung und Einspritzdüse. Sie ermöglicht die Absteuerung einer Kraftstoffmenge so, dass sich vor dem Injektor ein Druck einstellt, der kleiner ist als der der Druckmodulationseinheit zugeführte.

Absteuerungen zur Druckmodulation finden sich in einigen Patenten [99], [100], [101], [102] und [103] sowie in anderer Literatur [34], [98], [104], [105], [106] und [107]. Verschieden geformte Einspritzverläufe werden hier durch die unabhängige Schaltung von Absteuerung und Injektor dargestellt. So kann zu Beginn einer Einspritzung die Absteuereinheit den Kraftstoffdruck an der Düse absenken. Hierzu wird Kraftstoff z. B. über ein Druckhaltventil abgesteuert und bei einigen Konstruktionen zusätzlich der Zufluss neuen Kraftstoffs gesperrt [100]. Wird die Absteuerung beendet und der Hochdruck wieder zum Injektor durchgeschaltet, so erhöht sich der Volumenstrom. Mit dem zeitlichen Abstand vom Ende der Absteuerung zum Düsenöffnen können Einspritzverläufe wie beim Prinzip Verstärkerkolben erzeugt werden (square-, ramp- oder boot-förmig). Zusätzlich besteht die Möglichkeit, am Ende der Einspritzung den Einspritzdruck durch Absteuerung besonders schnell zu reduzieren. Eventuell kann dadurch ein besonders abruptes Einspritzende erzeugt werden. Die Wirksamkeit ist jedoch gesondert zu überprüfen, da zwei gegenläufige Effekte sich überlagern. Zum einen wirkt bei konventionellen Injektoren der Kraftstoffdruck nach Ende der Ansteuerung nadelschließend; zum anderen muss im Steuerraum über der Nadel zunächst wieder ein ausreichender Druck aufgebaut werden.

Die Effizienz des Einspritzsystems wird durch die Druckmodulation mittels Absteuerung negativ beeinflusst. Mit der Hochdruckpumpe muss stets der maximale Kraftstoffdruck erzeugt werden, der in dem Arbeitsspiel zur Verfügung stehen soll. Während der Druckmodulation wird ein Teil dieses Kraftstoffs zurück in den Niederdruckteil geleitet. Dadurch wird ein Teil der Pumpenantriebsarbeit in Wärme umgewandelt, die eventuell einen Kraftstoffkühler bzw. seine Vergrößerung nötig macht. Wie bei dem Prinzip Verstärkerkolben bietet der Aufbau auch hier die Möglichkeit, den gleichen Injektor mit und ohne Druckmodulation zu verwenden und damit bei der Beurteilung Störeinflüsse zu reduzieren.

Das Verfahren Druckmodulation mittels Absteuerung kann sinnvoll also nur als Tool zur Untersuchung der Druckmodulation genutzt werden, nicht als seriennah zu entwickelndes Konzept.

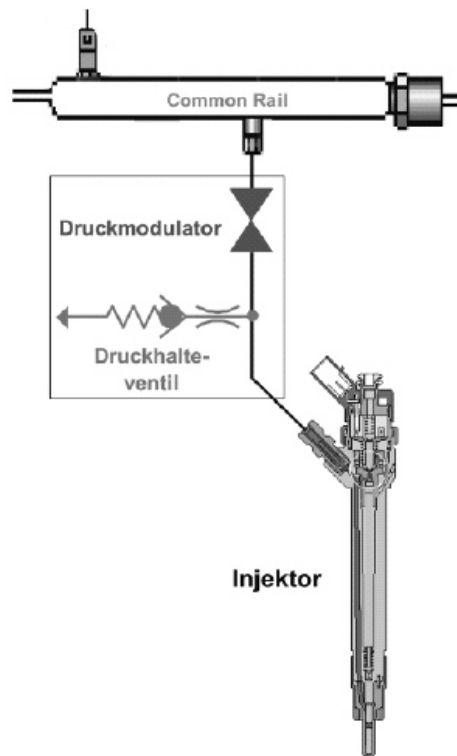


Abbildung 5-21: Absteuerung [98]

### Variables Zusatzvolumen

Eine weitere Möglichkeit der Druckmodulation bietet der Einsatz eines variablen Zusatzvolumens. Dieses ist hydraulisch mit dem Kraftstoffzulauf zur Düse verbunden. Während der Variation dieses Volumens wird der Kraftstoffstrom zur Düse verändert. Wird das Zusatzvolumen vergrößert, so teilt sich der Volumenstrom und fließt teilweise in das Zusatzvolumen und teilweise zu den Einspritzlöchern. Bei einer Verkleinerung des Zusatzvolumens wird der Volumenstrom zu den Einspritzlöchern vergrößert, da dann sowohl vom Hochdruckerzeuger als auch aus dem Zusatzvolumen Kraftstoff zur Verfügung gestellt wird. Die Variation des Zusatzvolumens kann mechanisch automatisiert über einen federbelasteten Verstellkolben [108] erfolgen. Höhere Gestaltungsmöglichkeiten bietet allerdings eine aktive Verstellung des Volumens z. B. über einen Piezo-Weggeber [109], wie in Abbildung 5-22 dargestellt.

Mit dem Prinzip des variablen Zusatzvolumens lassen sich die bereits beschriebenen square-, ramp- oder boot-förmigen Einspritzverläufe erzeugen. Durch die Verstellgeschwindigkeit des Zusatzvolumens kann Einfluss auf die Stärke der Formänderung genommen werden. Der zusätzliche Volumenstrom in das Volumen oder daraus heraus kann eine neue Drosselabstimmung nötig machen. Bei der Auslegung ist weiterhin darauf zu achten, dass durch Volumenänderungen, z. B. bei der Rückstellung, keine Druckschwellen überschritten werden, die ein Nadelöffnen oder -schließen bewirken. Die voraussichtlich

nötigen konstruktiven Änderungen gegenüber einem Standardinjektor machen die Beurteilung des Einflusses der Druckmodulation schwieriger, da die Randbedingungen nicht genau gleich sind.

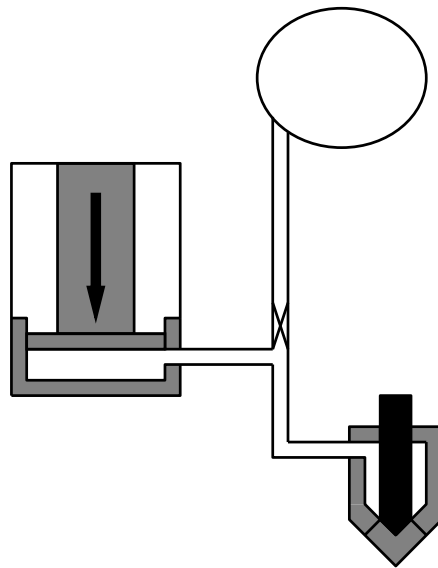


Abbildung 5-22: Zusatzvolumen – nach [109]

Der Einsatz eines variablen Zusatzvolumens verändert den Wirkungsgrad des Einspritzsystems nur durch die Energie zur Verstellung des Volumens. Es entstehen keine zusätzlichen Steuermengen. Die Hochdruckpumpe wird durch ein kurzzeitig gewünschtes Maximum des Einspritzdrucks nicht höher belastet. Realisierungen dieses Prinzips könnten ein interessantes Konzept darstellen, sind derzeit aber nicht bekannt.

### **zwei Hochdruckspeicher**

Eine Veränderung des Einspritzdrucks kann auch mit einem Aufbau mit zwei Hochdruckspeichern erzielt werden. Diese zwei Hochdruckspeicher werden von jeweils einer Hochdruckpumpe versorgt und stellen so ständig zwei Druckniveaus zur Verfügung. Der Mehraufwand ermöglicht eine größtmögliche Flexibilität der Verlaufsformung. Einschränkungen ergeben sich lediglich aus der Umschaltung zwischen den Druckniveaus. Das in Abbildung 5-23 dargestellte Prinzip aus [110] arbeitet mit einem Schaltventil wie in [111].

Durch den Einsatz zweier Piezo-Proportionalventile anstelle eines Schaltventils kann zusätzliche Flexibilität erzeugt werden. Ein so aufgebautes System [38] ermöglicht bis zu fünf Einspritzungen mit Verlaufsformung pro Zyklus. Dabei kann durch verschiedene Verstellgeschwindigkeiten der Proportionalventile die Übergangsgeschwindigkeit von einem Druck zu dem anderen variiert werden. Ebenso lässt sich ein kurzzeitig als konstant ansehbarer Druck zwischen den Werten der beiden Common-Rails einstellen.

Für eine seriennahe Lösung ist dieses System zu aufwändig. Zusätzlich zu der Drucksteuereinheit, die hier aus den Ventilen zur Wahl des Common-Rails besteht, müssen zwei Speicher durch zwei Hochdruckpumpen versorgt werden. Die Antriebsenergie ist hierdurch deutlich erhöht. Da das Prinzip ohne eine Druckverstärkung arbeitet, muss der

gewünschte maximale Einspritzdruck von einer der Pumpen erzeugt werden. Während die bisher vorgestellten Prinzipien eine Druckmodulationseinheit besitzen, die bei Einsatz an einem Mehrzylindermotor mehrfach eingesetzt werden müsste, ist die Übertragung hier schwierig. Sollen die Bauteile nicht vervielfacht werden, so muss die Schalteinheit deutlich öfter pro Zyklus arbeiten können. Außerdem müsste sichergestellt werden, dass sich besonders frühe und besonders späte Einspritzungen verschiedener Zylinder zeitlich nicht überschneiden.

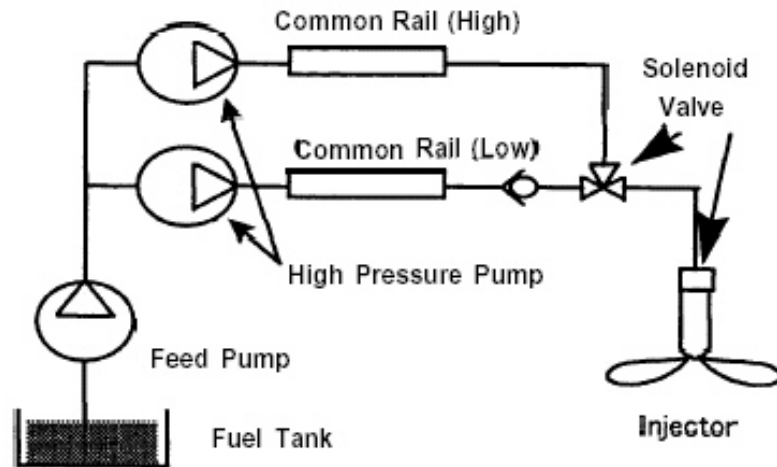


Abbildung 5-23: zwei Hochdruckspeicher [110]

Es ist erkennbar, dass dieses System nicht auf Energieeffizienz ausgelegt ist. Stattdessen wird eine große Flexibilität erreicht. Eine Vielzahl verschiedener Einspritzverlaufsformen ist darstellbar. Damit eignet sich das Prinzip gut als Tool zur Untersuchung des Potenzials der Verlaufsformung durch variablen Einspritzdruck und zur Bestimmung der tatsächlich benötigten Variabilität.

### Druckwellen

Die Veränderung des Einspritzdrucks während einer Einspritzung kann auch nach dem Prinzip der Druckwellen erfolgen. Hierzu kann ein Common-Rail Einspritzsystem vom Tank über die Pumpe bis zum Common-Rail konventionell aufgebaut werden. Zwischen dem Hochdruckspeicher und dem Injektor liegt die Druckmodulationseinheit, wie in [112] und [113] beschrieben. Diese besteht aus einem Magnetventil, einem Beschleunigungsrohr und einem Dämpfungsventil. Abbildung 5-24 zeigt den Aufbau.

Die Erzeugung der gewünschten Druckwelle erfolgt durch schlagartiges Schließen des Magnetventils. Im Beschleunigungsrohr läuft dann eine Druckwelle durch den Kraftstoff, die am Dämpfungsventil reflektiert wird und zur Düse zurückläuft. Dort verändert sie den Einspritzdruck.

Bei diesem Verfahren ist der maximale Einspritzdruck größer als der von der Pumpe erzeugte. Der Energieaufwand wird weiterhin dadurch reduziert, dass die Druckmodulationseinheit lediglich durch ein Magnetventil gesteuert wird. Hierbei treten keine zusätzlichen Steuer- oder Leckagemengen auf. Die Druckmodulationseinheit ist bereits so

klein, dass sie sich für Mehrzylindermotoren mehrfach in ein Einspritzsystem integrieren lässt.

Trotz des vermutlich guten Wirkungsgrads eignet sich dieses System kaum zur Untersuchung der Druckmodulation. Dazu ist die Flexibilität zu gering. Die einmal erzeugte Druckwelle wird nur langsam gedämpft und kann mehr als eine Einspritzung beeinflussen. Die Einstellung vorbestimmter Verläufe ist nicht so uneingeschränkt möglich wie mit den davor beschriebenen Systemen, da die Form der Druckwelle wenig zu beeinflussen ist.

Darüber hinaus ist bei dem hohen Druckniveau der Diesel-Einspritzung nur ein sehr kleiner Druckwelleneffekt des für Otto-Motoren vorgeschlagenen Prinzips zu erwarten.

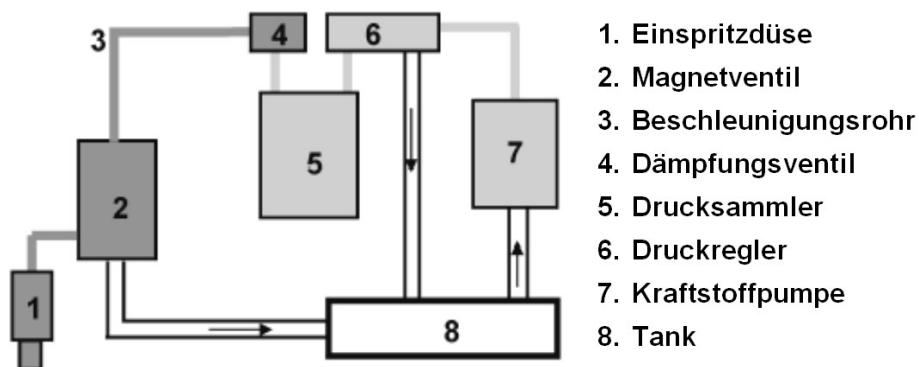


Abbildung 5-24: Druckwellen – nach [112]

## 5.8 Bewertung und Auswahl innovativer Einspritzsysteme

Die vorigen Unterkapitel haben gezeigt, dass die beiden Prinzipien zur Weiterentwicklung des Common-Rail Systems mit einer Vielzahl von verschiedenen Konzepten realisiert werden können. Eine Übersicht bietet Abbildung 5-25.

Ob die Prinzipien Vorteile für das CHHC-Brennverfahren bieten, wird im Folgenden mit Hilfe von Simulationsrechnungen bewertet.

### 5.8.1 Bewertung des variablen hydraulischen Durchflusses

Das Prinzip des variablen hydraulischen Durchflusses kann dazu genutzt werden, im kleinen Lastbereich durch kleine Düsenlöcher einzuspritzen. Durch die Variabilität entfällt die sonst entstehende Begrenzung der Vollast durch die kleinen Löcher. Der Betriebsbereich des CHHC-Verfahrens ist weit von der Vollast entfernt. Deshalb kann hier der kleine Durchfluss genutzt werden. Für die Simulation in Abbildung 5-26 werden zwei Düsen mit je sieben Löchern verglichen. Die Anpassung des Durchflusses geschieht durch die Änderung der Lochdurchmesser.

Die Standard-Düse mit HD 380 hat Löcher mit einem Durchmesser von 140  $\mu\text{m}$ ; für den Durchfluss HD 220 werden Löcher mit 105  $\mu\text{m}$  Durchmesser verwendet. Abbildung 5-26 zeigt das Ergebnis. Die Eindringtiefe mit kleinen Löchern wächst schneller als mit der

Standard-Düse. Dabei ist – wie in Kapitel 5.3 beschrieben – nach [49] die berechnete Eindringtiefe in kalte Umgebung zur Abschätzung der realen Eindringtiefe (von Gas- und Flüssigphase) im Brennraum geeignet.

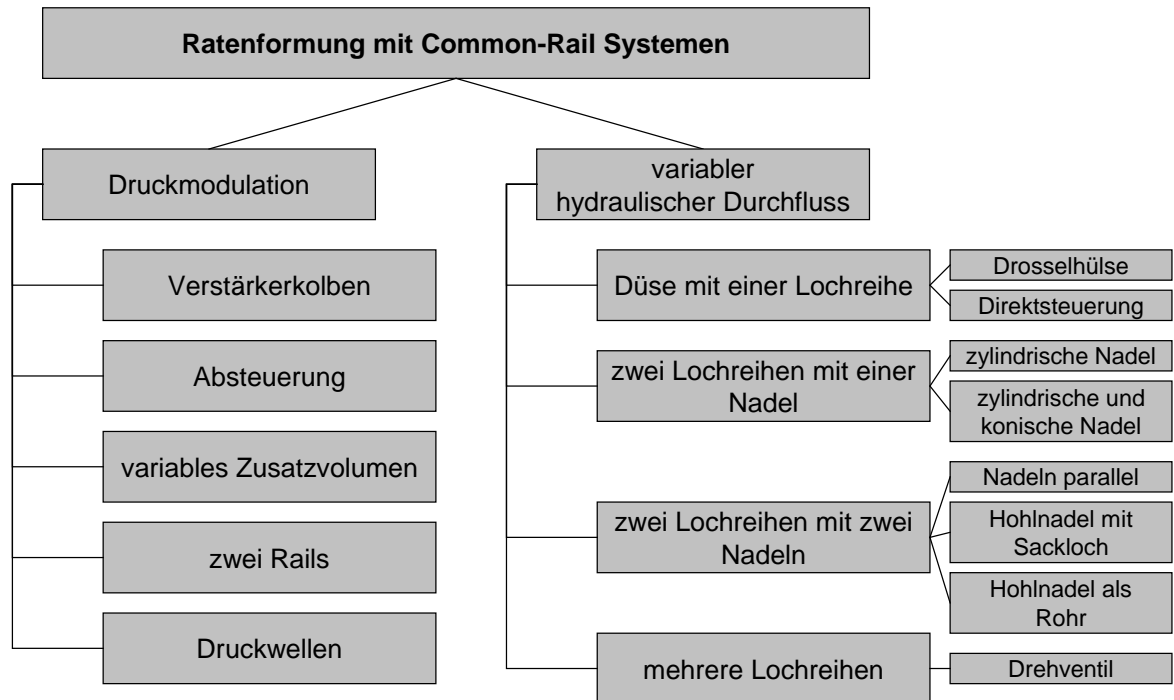


Abbildung 5-25: Übersicht Ratenformung

Zum Verständnis des Einflusses des Lochdurchmessers wird zunächst der Einfluss der einzelnen Pulse auf die Eindringtiefe betrachtet. Abbildung 5-27 zeigt, dass die Eindringtiefe maßgeblich vom ersten Puls bestimmt wird. Kraftstoff aus späteren Pulsen muss die Tropfen des ersten Pulses zunächst einholen, bevor er auf die Eindringtiefe wirkt. Dadurch wirken spätere Pulse erst mit zeitlichem Versatz. Zudem zeigt Abbildung 5-27, dass der mit zeitlichem Versatz auftretende Unterschied vernachlässigbar klein ist.

Aufgrund dieser Vorüberlegungen kann die Analyse auf die Untersuchung der Vorgänge beim ersten Puls der getakteten Voreinspritzung fokussiert werden.

Die kleineren Düsenlöcher bei der Düse mit HD 220 bilden eine stärkere Drossel vom Düseninneren zum Brennraum. Dadurch baut sich der Sacklochdruck beim Nadelöffnen schneller auf. Ein bekannter Effekt ist das schnellere Öffnen der Nadel bei kleinerem Durchfluss. Wird die Nadel nur kurz geöffnet, so verstärkt sich der Effekt. Abbildung 5-28 zeigt: Nicht nur der Druckgradient ist größer, sondern auch der Absolutwert erreicht ein deutlich höheres Maximum.

Zur Einbringung einer Menge von  $3 \text{ mm}^3$  bei 1200 bar ist für beide Düsen die Ansteuerdauer so kurz, dass die Nadel nur einen Teilhub durchführt. Damit bleibt auch die Rate unter der bei diesem Druck maximal möglichen. Die Rate mit HD 380 erreicht ein leicht größeres

Maximum. Der Austrittsquerschnitt wird mit HD 220 um über 40 % reduziert. Daraus ergibt sich trotz der kleineren Rate eine um etwa 27 % größere Austrittsgeschwindigkeit.

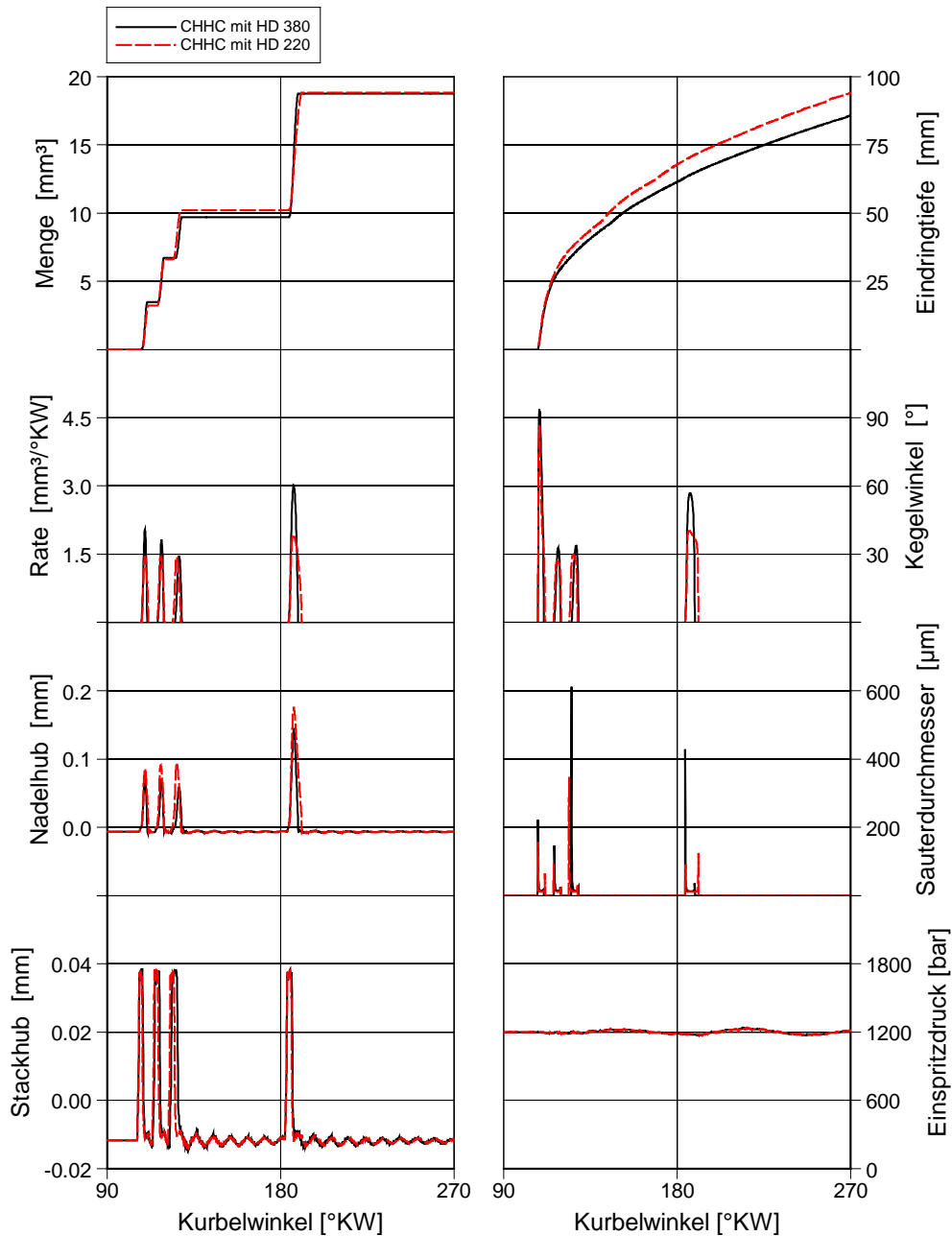


Abbildung 5-26: Simulation  $2000 \text{ min}^{-1} / 19 \text{ mm}^3$ , kleiner Durchfluss

Während der mittlere Tropfendurchmesser keine großen Unterschiede zeigt, führt die Verkleinerung der Spritzlöcher zu einem weniger buschigen Strahl. Der Strahlkegelwinkel bleibt über einen Großteil der Einspritzung kleiner als mit HD 380.

Aufgrund der schneller und auf ein größeres Maximum steigenden Austrittsgeschwindigkeit in Verbindung mit einem stärker gerichteten Strahl erfolgt das Eindringen des Kraftstoffes mit kleinen Löchern schneller und weiter. Den gleichen Effekt stellt Merker in [2] ebenfalls dar.



Das CHHC-Verfahren profitiert von einer verringerten Reichweite der frühen Pulse. Die Simulationsrechnungen zeigen jedoch, dass kleinere Spritzlöcher die Eindringtiefe für diesen Betrieb nicht reduzieren können. Eine Variation in Richtung größerer Spritzlöcher erscheint wegen der dadurch verschlechterten Gemischaufbereitung und Kleinstmengenfähigkeit – auch außerhalb des CHHC-Bereichs – nicht sinnvoll. Aufgrund der Ergebnisse in diesem Kapitel wird das Prinzip des variablen Durchflusses für CHHC verworfen.

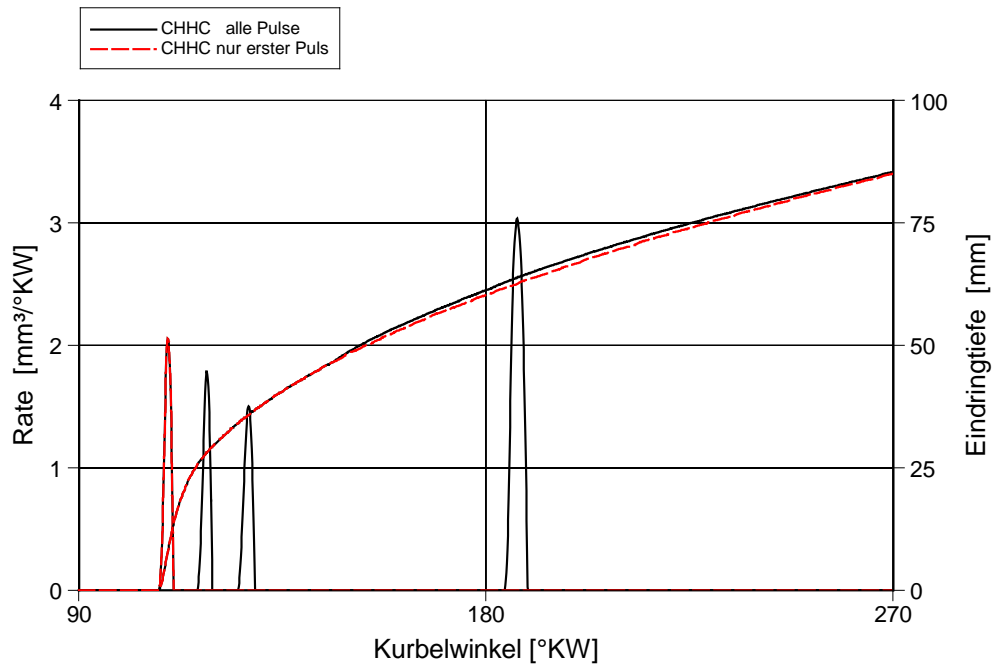


Abbildung 5-27: Simulation 2000 min<sup>-1</sup> / 19 mm<sup>3</sup>, erster Puls

### 5.8.2 Bewertung der Druckmodulation

Die Druckmodulation kann dazu genutzt werden, die frühen Pulse für die Homogenmenge mit kleinerem Druck einzuspritzen als die Heterogenmenge. Damit kann die in Kapitel 5.1 geforderte modulierte Rate dargestellt werden. Abbildung 5-29 zeigt den Einfluss.

Die mit dem Einspritzdruck ansteigende Eindringtiefe bestätigt, dass ein kleinerer Druck für die gepulste Voreinspritzung sinnvoll ist. (Die benutzten Werte werden später auch an einem Prototyp am Motor eingestellt, wie in Kapitel 6.3.2 beschrieben.) Der Druck wird hier so verändert, dass sein Maximum bereits komplett erreicht ist, wenn die Haupteinspritzung einsetzt. Damit wird die Rate der frühen Pulse gegenüber der mit konventionellem Einspritzsystem abgesenkt. Dadurch sinkt auch die Eindringtiefe deutlich.

Das konventionelle Einspritzsystem benötigt einen hohen Druck für gute Motor-Ergebnisse (siehe Kapitel 6). In der Realität wird für den gewählten Betriebspunkt deshalb ein höherer Raildruck genutzt werden als in dieser Simulation. Durch einen höheren Raildruck steigt die Eindringtiefe der frühen Pulse noch einmal an. Mit der Druckmodulation erreicht der Einspritzdruck für die Heterogenmenge ein Maximum von über 2200 bar, während die frühen Pulse mit nur 700 bar eingebracht werden. Damit fällt die Reduzierung der Eindringtiefe durch die Druckmodulation noch deutlicher aus. Die Ergebnisse aus Abbildung 5-30

bestätigen die Abhängigkeit der Eindringtiefe vom Einspritzdruck. Aufgetragen ist hier die Dauer vom Beginn der Ansteuerung bis zum Erreichen einer Eindringtiefe von 50 mm.

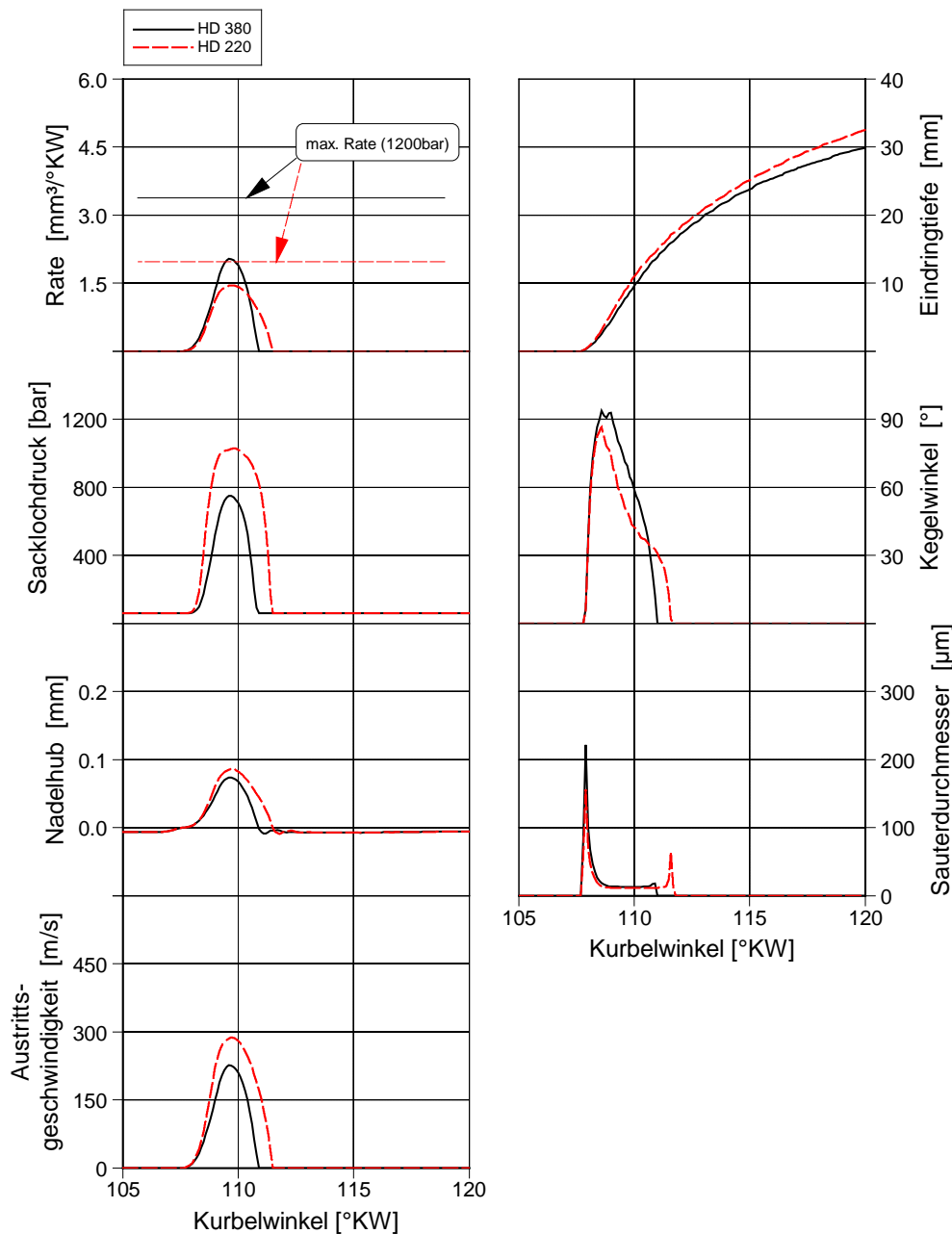


Abbildung 5-28: Simulation Einfluss auf Eindringtiefe

Für das konventionelle Einspritzsystem ergibt sich der bekannte Zusammenhang von höherem Druck und schnellerem Eindringen. Für das Eindringen der Pulse aus der Rechnung mit Druckmodulation ist der unverstärkte Raildruck maßgeblich. Wird dieser zugrunde gelegt, so liegt der Wert aus der Druckmodulation auf der Linie, die durch den konstanten Einspritzdruck vorgegeben wird.

Die Druckmodulation hat demnach das Potenzial, die Eindringtiefe der frühen Pulse zu verringern und gleichzeitig die Dauer der Haupteinspritzung durch den dann sehr hohen

Druck zu reduzieren. Das Prinzip Druckmodulation wird wegen der positiven Ergebnisse aus der 1D-Simulation am Motor überprüft.

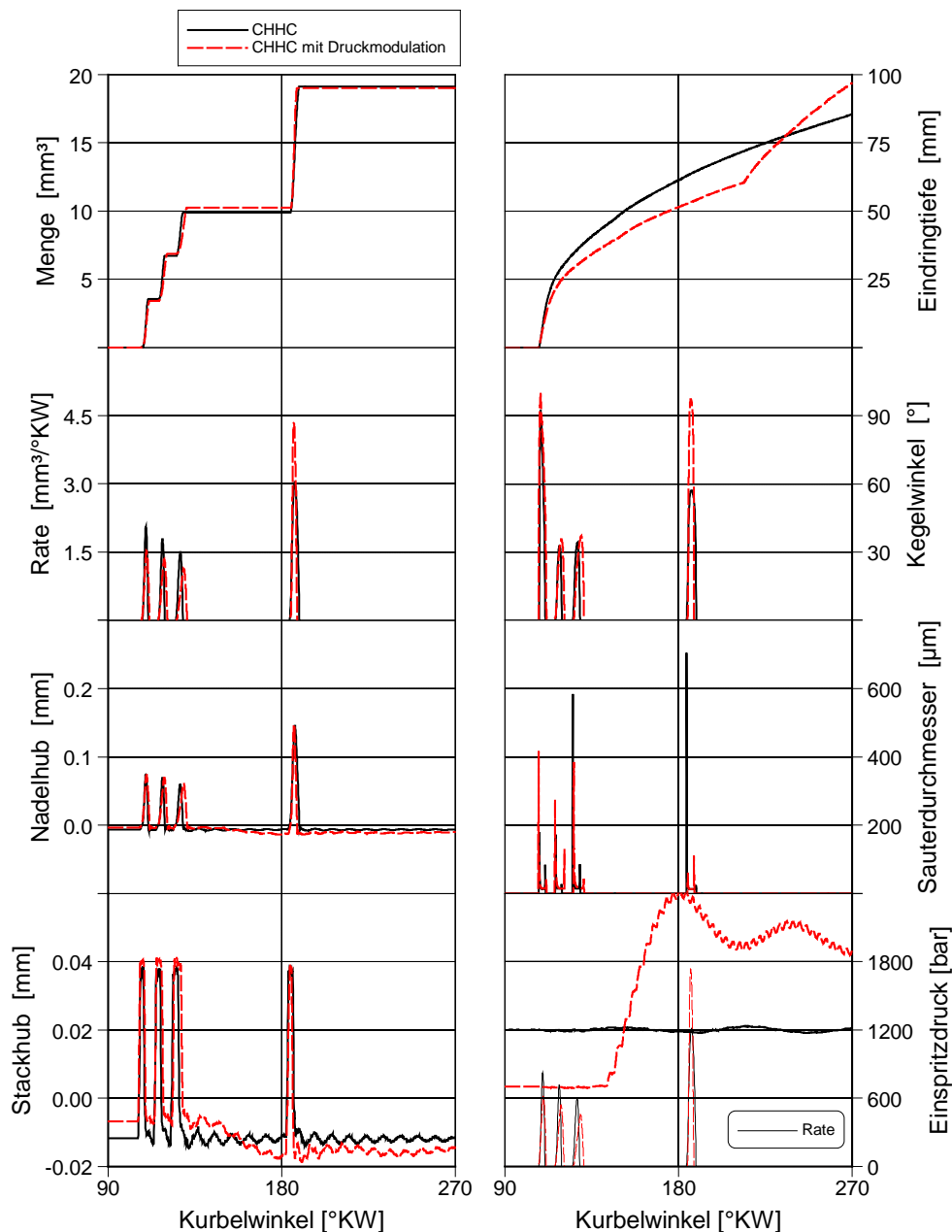


Abbildung 5-29: Simulation 2000 min<sup>-1</sup> / 19 mm<sup>3</sup>, Druckmodulation

### 5.9 Fazit

Das Kapitel 5 stellt die Auswahl eines Einspritzsystems mit besonderem Nutzen für das CHHC-Verfahren aus Kapitel 4 dar. Dazu werden sowohl die Anforderungen durch das Brennverfahren an das Einspritzsystem genannt als auch mittels 3D-Simulationsergebnissen die Auswirkungen dargestellt.

Nach der Erläuterung des Stands der Technik wird mit der Strahlmodellierung durch Korrelationsfunktionen ein Weg beschrieben, Veränderungen am Einspritzsystem oder an Einspritzparametern zu simulieren, um sie anschließend bewerten zu können. Hierzu wird

das von Renner [43] für instationäre Vorgänge erweiterte Varde-Modell [50] genutzt. Mit Hilfe der Umsetzung dieses Modells in das 1D-Simulationsprogramm DIESEI kann der positive Einfluss der Taktung der frühen Einspritzung nachgewiesen werden. Genauso wird die Verringerung der Eindringtiefe durch abgesenkten Raildruck dokumentiert.

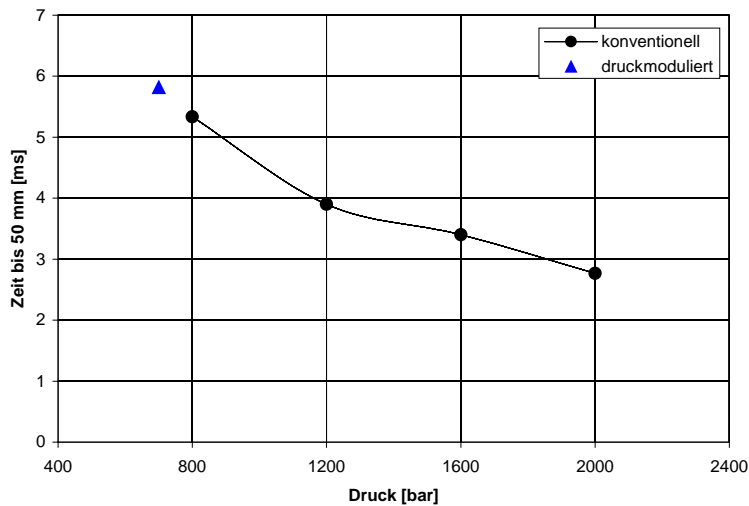


Abbildung 5-30: Druckeinfluss auf Eindringtiefe

Verbesserungen durch das Einspritzsystem, die über Einstellparameter hinausgehen, werden aus einer beeinflussbaren Einspritzrate abgeleitet. Sowohl ein variabler hydraulischer Durchfluss als auch ein variabler (modulierbarer) Einspritzdruck sind das Ergebnis einer einfachen Raten-Betrachtung nach Bernoulli.

Die Prinzipien „variabler Durchfluss“ und „Druckmodulation“ werden kurz dargestellt. Mit Hilfe einer Literatur- und Patentrecherche entsteht ein Überblick mit Beschreibung aller bekannten Konzepte zu den beiden Prinzipien.

Die Bewertung erfolgt mit Hilfe der 1D-Simulation anhand der Eindringtiefe in eine Kammer bei Raumtemperatur und einer dem Motorbetrieb ähnlichen Gasdichte.

Die Variation des hydraulischen Durchflusses soll die Eindringtiefe der frühen Pulse durch Verwendung kleinerer Düsenlöcher beeinflussen. Die Simulation zeigt jedoch, dass insbesondere bei kleineren Mengen, wie in den Pulsen, die Eindringtiefe nicht verringert werden kann. Kleinere Löcher führen zu einer höheren Austrittsgeschwindigkeit und einem kleineren Strahlkegelwinkel. Dadurch dringt die Strahlspitze schneller ein als mit der Standard-Düse. Das Prinzip kann zur Verbesserung des CHHC-Verfahrens nicht genutzt werden.

Die Druckmodulation soll den Konflikt zwischen geringer Eindringtiefe der frühen Pulse und kurzer Einspritzdauer der Hauptmenge entschärfen. Dazu können die frühen Pulse mit kleinerem Druck eingespritzt werden als die Heterogenmenge. Die Simulationsrechnungen mit einem auf 700 bar abgesenkten Druck für die Homogenmenge und einer Überhöhung auf über 2200 bar für die Heterogenmenge bestätigen die kleinere Eindringtiefe und auch die verkürzte Spritzdauer der Heterogenmenge. Die errechnete Kurve für die Eindringtiefe kreuzt

die des konventionellen Einspritzsystems erst weit nach Abschluss der Haupteinspritzung. Zu diesem Zeitpunkt herrschen sehr hohe Temperaturen im Motor und es ist bereits ein Großteil des Kraftstoffs verbrannt.

Von den in Kapitel 5.7 vorgestellten Systemen zur Druckmodulation bieten alle außer dem Prinzip Druckwellen die Möglichkeit, Voreinspritzungen und Haupteinspritzungen mit unterschiedlichen, genau definierten Drücken zu betreiben. Daher wird das Prinzip der Druckwellen nicht weiter betrachtet. Die anderen vier Konzepte zur Druckmodulation aus Abbildung 5-25 haben unterschiedliche Vor- und Nachteile. Als Tool zur Untersuchung des Einflusses der Druckmodulation auf das CHHC-Verfahren bieten sie jedoch die gleichen Möglichkeiten. Daher erfolgt mit der Auswahl des Konzepts „Verstärkerkolben“ keine Einschränkung der Anwendbarkeit der Ergebnisse.

Der Einsatz eines Druckmodulationssystems ist eine Hardware-Änderung am Motor. Das bedeutet, dass das System auch im konventionellen Betrieb benutzt werden muss. Hier hat es für die Verbrennung gegenüber einem konventionellen Einspritzsystem keine prinzipbedingten Nachteile. Von Vorteil kann jedoch die Einspritzverlaufsformung der Haupteinspritzung sein. Erreicht der modulierte Raildruck einen höheren Wert als der von der Hochdruckpumpe gelieferte, so sind auch in der Vollast Vorteile durch kürzere Spritzdauern zu erwarten. Die Vorteile der Druckmodulation lassen sich zusammenfassen zu:

- Vorteile der Druckmodulation beim CHHC-Verfahren
  - o bessere Gemischbildung der Haupteinspritzung durch hohen Einspritzdruck
  - o bessere Kleinstmengenfähigkeit der Voreinspritzungen durch geringeren Einspritzdruck
  - o verminderter Kraftstoff-Wandkontakt durch geringere Eindringtiefe der Homogenmenge
- Mögliche Vorteile der Druckmodulation beim konventionellen Verfahren
  - o eventuell kann Verlaufsformung die Voreinspritzung ersetzen
  - o „Square“-Einspritzung mit erhöhtem Druck für die Vollast

Aus den hier zusammengefassten Gründen wird als zu untersuchendes Einspritzsystem ein Druckmodulationssystem mit Verstärkerkolben ausgewählt.

Das CHHC-Brennverfahren verlangt vom Einspritzsystem einen hohen Grad an Flexibilität. Wichtiges Ziel ist die Absenkung der Eindringtiefe der Homogenmenge. Simulationsrechnungen bestätigen die Druckmodulation als dazu geeignetes Prinzip.

Mit Hilfe der Druckmodulation kann die Homogenmenge mit kleinerem Druck eingebracht werden als die Heterogenmenge. Dadurch verringern sich die Eindringtiefe der frühen Pulse und die Dauer der Haupteinspritzung.

Die experimentellen Ergebnisse des CHHC-Verfahrens mit diesem Einspritzsystem sollen im Weiteren denen mit konventionellem System gegenübergestellt werden.

## 6 Ergebnisse

In den beiden voran gegangenen Kapiteln sind zur Senkung der Schadstoffemissionen ein teilhomogenes Brennverfahren definiert und ein darauf abgestimmtes Einspritzsystem ausgewählt worden. Die Ergebnisse der theoretischen Betrachtungen werden in diesem Kapitel an einem Einzylinder-Aggregat verifiziert. Damit wird das tatsächliche Potenzial ermittelt.

### 6.1 Versuchsträger und Prüfstand

#### Grundmotor

Die Ergebnisse dieser Arbeit basieren auf Prüfstandsuntersuchungen an Einzylinder-Aggregaten. Ein solches Aggregat besitzt einen speziellen Grundmotor. Das Kurbelgehäuse und die Kurbelwelle stellen nur einen Zylinder dar. Dabei werden die Brennraumgeometrie und die Kinematik des Vollmotors für das Einzylinder-Aggregat übernommen. Die Kühl- und Schmiermengen werden extern konditioniert und bereitgestellt.

Die verwendete Brennraumgeometrie ist von einem Serien-Dieselmotor der Firma Daimler übernommen. Das Verdichtungsverhältnis kann dabei über die Veränderung des Kolbenmuldenvolumens variiert und an das Brennverfahren angepasst werden.

#### Zylinderkopf

Auf dem Einzylinder-Grundmotor wird ein Vollmotor-Zylinderkopf verwendet. Öffnungen zu anderen Zylindern sowie Wasser- und Öl-Bohrungen werden dort verschlossen, wo sie nicht an das modifizierte Kurbelgehäuse passen. Der Zylinderkopf ist so montiert, dass der erste Zylinder betrieben werden kann. Weitere Änderungen müssen nicht vorgenommen werden. Auf diese Weise wird die größtmögliche Vergleichbarkeit der Luftführung zu dem entsprechenden Vollmotor erreicht. Eine veränderte Pulsation der Luftsäule durch den Betrieb nur eines Zylinders anstelle von vier Zylindern lässt sich jedoch auch hier nicht vermeiden. Die Zylinderköpfe besitzen zwei Einlass- und zwei Auslassventile pro Zylinder. Zu den zwei Einlassventilen führen zwei getrennte Einlasskanäle. Von diesen ist einer als Füllungskanal mit möglichst gutem Strömungsbeiwert ausgelegt. Der andere ist der Drallkanal. Der Füllungskanal ist mit einer Drosselklappe versehen, mit welcher der Drall gesteuert werden kann. Das System wird als Einlasskanal-Abschaltung (EKAS) bezeichnet.

Der CHHC-Betrieb profitiert von einem kleinen Drall. Dieser kann die Kraftstoffverteilung im Brennraum verbessern, darf aber die einzelnen Pulse nicht ineinander wehen. Mit den Serien-Zylinderköpfen kann der Drall jedoch nicht unter das Niveau bei ganz geöffnetem Füllungskanal gebracht werden. Deshalb werden für den CHHC-Betrieb Zylinderköpfe mit angepasster Geometrie der Einlasskanäle für weniger Grunddrall benutzt.

Die thermodynamische Auswertung der Vorgänge im Zylinder erfordert eine Druckindizierung. Dafür kann entweder ein Zylinderkopf mit einer zusätzlichen Bohrung für einen wassergekühlten Druckquarz benutzt werden, oder es wird anstelle der Glühkerze ein Druckquarz eingesetzt. Ein Indizierquarz anstelle der Glühkerze bietet zwar den Vorteil, ohne zusätzliche Bohrung am Zylinderkopf auszukommen, besitzt jedoch eine geringere

Empfindlichkeit, da der zur Verfügung stehende Durchmesser begrenzt ist und aus Platzgründen keine Wasserkühlung möglich ist. Der Kompromiss zwischen Thermoschock und Pfeifenschwingungen durch einen nicht bündigen Einbau muss hier mehr Pfeifenschwingungen erlauben.

### **Einspritzsystem und Steuergerät**

Der oben aufgeführte Motor ist für die Direkteinspritzung konzipiert. Der Injektor ist zentral im Zylinder angeordnet. Die Pumpe der Common-Rail Systeme wird am Einzylinder-Aggregat von einem externen Elektromotor angetrieben.

Die Steuerung der Einspritzung erfolgt über ein Applikationssteuergerät. Dieses besitzt eine zusätzlich Platine (ETK), welche einen frei beschreib- und lesbaren Speicher zur Verfügung stellt. Über einen Konverter (ES690) wird mit dem Programm INCA von einem PC aus die Änderung von Daten im Motor-Steuergerät möglich. Das Motor-Steuergerät wird nur für die Raildruckregelung und die Einspritzung benutzt.

Am Einzylinder-Aggregat wird somit der Großteil der Aktoren nicht vom Steuergerät, sondern von dem Prüfstandssystem gesteuert. Dazu gehören Drossel- und Drallklappen, Fahrpedalwerte, die Aufladung und die AGR-Regelung. Auch die Eingangsgrößen vieler Sensoren eines Vollmotors sowie Rückmeldungen der Aktoren sind am Steuergerät nicht vorhanden, sondern werden vom Prüfstand gemessen und angezeigt, um ein manuelles Einstellen zu ermöglichen. Dem Steuergerät fehlen Eingangsgrößen wie Luftmassenmesser, Ansauglufttemperatur, Luftdruck und Luftverhältnis. Für den Betrieb eines Einzylinder-Aggregates sind deshalb Änderungen in der Software des Steuergerätes notwendig. Die Regelung erfolgt mit mehr manuellen Einstellungen als beim Vollmotor. Diese bieten aber den Vorteil einer größeren Anzahl an Verstellmöglichkeiten. Unabhängig vom Betriebszustand können Raildruck, Einspritzzeitpunkte und -dauern, aber auch Aufladung und Abgasgegendruck verstellt werden.

### **Prüfstand**

Der Prüfstand wird mit dem Steuerungssystem PUMA der Firma AVL betrieben. Dieses ermöglicht die Einstellung vieler Betriebsparameter wie Drehzahl, Lade- und Abgasgegendruck, Ladelufttemperatur, Kühlwasser- und Öl-Temperatur. Eine Ausnahme bilden die Einspritzparameter, welche über INCA direkt an das Steuergerät gesendet werden. Das Prüfstandssystem ermöglicht zusätzlich auch die Bedienung der Messgeräte und der Neben- und Zusatzaggregate wie Prüfstandslüfter, Ölpumpe, Kühlwasserpumpe sowie der Gleichstrommaschine, die sowohl als Leistungsbremse als auch zum Schleppen des Motors und zur Drehmomentmessung benutzt wird.

Mit der Gleichstrommaschine kann das Einzylinder-Aggregat sowohl mit konstanter Drehzahl angetrieben als auch auf eine solche gebremst werden. Die Drehmomentmessung erfolgt mit einer Kraftmessdose der Firma Staiger-Mohilo. Die wichtigsten Daten der Pendelmaschine sind:

- max. Drehmoment: 90 Nm
- max. Drehzahl: 7000 min<sup>-1</sup>
- Nennleistung: 55 kW

Zur Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs wird ein Durchflussmessgerät der Firma AVL-Pierbug benutzt. Der Volumenstrom wird mit einem Zahnradzähler ermittelt und darf zwischen 0,07 und 60 l/h liegen. Ein Bypass gleicht Druckunterschiede über das Zahnradpaar aus. Zur Bestimmung des Massenstroms aus dem Volumenstrom muss die Dichte bekannt sein. Das erfordert eine genaue Konditionierung des Kraftstoffs. Diese wird ebenfalls von der Anlage vorgenommen. Die Kraftstofftemperatur vor der Hochdruckpumpe wird damit auf  $35 \pm 0,2$  °C eingestellt.

Die Verbrennungsluft wird zentral vorkonditioniert und dem Prüfstand mit ca. 7 bar (absolut) zur Verfügung gestellt. Dort kann über Drosseln der gewünschte Wert eingestellt werden. So kann auch der Motorbetrieb mit Aufladung simuliert werden. Die Luftmengenmessung erfolgt über einen Drehkolbengaszähler der Firma Aerzen. Der Messbereich liegt zwischen 5 und 250 m<sup>3</sup>/h. Bevor der Luftstrom das Aggregat erreicht, durchströmt er einen Ausgleichsbehälter. Dessen großes Volumen dient zur Beruhigung von Pulsationen, welche durch den Betrieb nur eines Zylinders deutlich gegenüber denen eines Vollmotors verstärkt sind. Nach dem Beruhigungsbehälter ist ein Heizelement angeordnet. Dieses bringt die Verbrennungsluft auf die gewünschte Temperatur.

Das Abgas des Einzylinder-Aggregats wird durch einen Ausgleichsbehälter und anschließend durch eine stufenlos verstellbare Drosselklappe geführt. Die Drosselklappe dient zur Einstellung des gewünschten Abgasgedrucks und wird zur Simulation eines Abgasturboladers verwendet. Vor dem Ausgleichsbehälter wird an mehreren Stellen Abgas abgezweigt. Durch eine beheizte Leitung wird ein Teilstrom der Abgasmessanlage zugeführt. Einen anderen Teilstrom benötigt das AVL Smokemeter, welches die Schwärzung als Filter Smoke Number (FSN) bestimmt. Ebenfalls abgezweigt wird der Teil des Abgases, welcher der frischen Verbrennungsluft als AGR wieder zugeführt werden soll. Dieser Volumenstrom ist über ein Proportionalventil, das AGR-Ventil, regelbar. Die AGR-Rate ist der Anteil an Abgas im Volumenstrom vor dem Zylinder. Er wird bestimmt über CO<sub>2</sub>-Messungen im Saugrohr und im Abgas und errechnet sich nach Gl. 6-1. Für die Bestimmung der AGR-Rate wird ein Messgerät der Firma Amluk verwendet.

$$\frac{AGR}{[\%]} = 100 \cdot \frac{\frac{CO_{2, \text{Einlass}}}{[\%]} - \frac{CO_{2, \text{Hintergrund}}}{[\%]}}{\frac{CO_{2, \text{Auslass}}}{[\%]} - \frac{CO_{2, \text{Hintergrund}}}{[\%]}} \quad \text{Gl. 6-1}$$

Die Abgasanalyse erfolgt mit Abgasmessanlagen der Firma Pierburg. Sechs dieser Anlagen sind zentral angeordnet und stehen zur Verfügung. Bei jeder Messung wird eine freie Anlage ausgewählt. Dieser wird das Abgas vom Prüfstand aus zugeführt. Damit ist ein Messbetrieb auch dann möglich, wenn eine Anlage defekt ist. Um Quereffekte von vorhergehenden Messungen auf einer Anlage auszuschließen, werden sowohl die Leitungen zur Anlage als auch die Anlage selbst automatisch gespült. Die analysierten Komponenten und das Messverfahren sind in Tabelle 6-1 aufgeführt.

Die Schwärzung des Abgases misst das AVL Smokemeter. Dabei strömt eine definierte Menge Abgas durch ein weißes Filterpapier. Danach wird opto-elektronisch die Schwärzung



als FSN bestimmt. Sie liegt zwischen 0 (bei weißem Papier) und 10 (bei schwarzem Papier). Liegen genormte Bedingungen vor, so lässt sich mit einer empirischen Formel aus der FSN die Partikelkonzentration im Abgas bestimmen.

Komponente		Messverfahren
HC	[ppm]	Flammenionisation
NOX	[ppm]	Chemilumineszenz
CO	[ppm]	NDIR
CO2	[%]	NDIR
O2	[%]	paramagnetisches Wechseldruckprinzip

Tabelle 6-1: Komponenten und Verfahren der Abgasmessung

## 6.2 Form der Ergebnisdarstellung

Das ausgewählte Brennverfahren wird am Versuchsträger mit den verschiedenen Einspritzsystemen untersucht. Die Analyse der Ergebnisse erfolgt mit Hilfe von Darstellungen der erzielten Emissionen (Schadstoffe und Geräusch), des Verbrauchs und der Abgastemperatur. Als Abszisse dienen dabei die Stickoxidemissionen. Anhand dieser Darstellung ist der Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade Off gut zu erkennen. Dieser ist bei der Optimierung von besonderem Interesse, da er den Verlauf der beiden Hauptschadstoffkomponenten anzeigt.

Am Einzylinder-Aggregat ist die Reibung grundsätzlich anders als an einem Vollmotor. Das ist sowohl auf den anderen Aufbau mit eigener Kurbelwelle als auch auf fremdversorgte Nebenaggregate zurückzuführen. Um Größen vergleichbar zu halten, die auf eine Leistung bezogen sind, wird die indizierte Leistung gewählt.

### Emissionsdarstellung

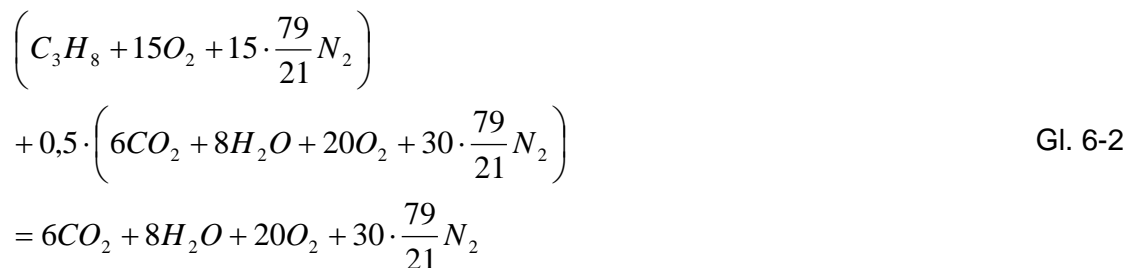
Für die Darstellung der Schadstoffe im Abgas gibt es verschiedenen Möglichkeiten:

- Darstellung des Mengenanteils in Prozent oder ppm
- Darstellung des Massenstroms im Abgas in g/h
- Darstellung des auf die Leistung bezogenen Massenstroms im Abgas in g/kWh

Für die Auswahl der geeigneten Einheit spielt das Vorgehen bei der Messreihe eine wichtige Rolle. Die Ergebnisse einer AGR-Variation werden am Aggregat für eine konstante Einspritzmenge ermittelt. Das bedeutet, dass sich mit der AGR-Rate die Gaszusammensetzung im Zylinder ändert. Daraus resultiert im Allgemeinen eine Änderung des Wirkungsgrads und damit auch der abgegebenen Leistung. Die gesetzlichen Emissionstests geben einen Fahrzyklus vor. Aus diesem lässt sich für jedes Fahrzeug der Leistungsbedarf ermitteln. Für die Ermittlung des Einflusses auf diese Emissionstests ist daher der Vergleich von Betriebspunkten gleicher Leistung erforderlich. Ist der Unterschied der Leistung in den verschiedenen Betriebspunkten nicht zu groß, so kann vereinfachend angenommen werden, dass sich der Massenstrom proportional zur Leistung ändert. Damit bleibt der auf die Leistung bezogene Massenstrom in g/kWh in etwa konstant, und die Emissionen ähnlicher Betriebspunkte lassen sich in der Einheit g/kWh direkt vergleichen. Für die Vergleiche in dieser Arbeit wird deshalb die Darstellung der Schadstoffemissionen in g/kWh benutzt.

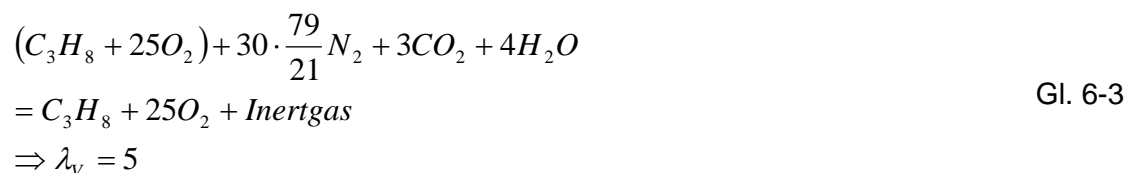
### Verbrennungsluftverhältnis

Eine Einflussgröße auf die Verbrennung und damit eine weitere Größe für den Vergleich von zwei Betriebspunkten ist das Luftverhältnis  $\lambda$ . Wird der Dieselmotor mit Luftüberschuss und hoher AGR-Rate betrieben, so weicht das Luftverhältnis im Zylinder teils deutlich von dem aus zugeführter Frischluft und eingespritzter Kraftstoffmenge ab. Das liegt an dem Sauerstoffanteil im rückgeführten Abgas. Dieser entsteht, da bei der Verbrennung eines mageren Gemischs nicht für jedes Sauerstoffmolekül ein Reaktionspartner zur Verfügung steht. Das tatsächlich im Zylinder vorhandene globale Luftverhältnis, welches auch als Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda_v$  bezeichnet wird, ist daher (bei Magerbetrieb) immer größer als das Frischluft- $\lambda$ . Auch die Bestimmung des Luftverhältnisses mit Hilfe einer  $\lambda$ -Sonde im Abgas liefert nicht das Verbrennungsluftverhältnis, sondern das Luftverhältnis von zugeführter Frischluft und eingespritztem Kraftstoff. Als Beispiel zeigt Gl. 6-2 die vollständige Verbrennung von Propan mit einer AGR-Rate von 50 % und einem Frischluft- $\lambda$  von 3.



In der ersten Zeile finden sich der eingebrachte Kraftstoff ( $C_3H_8$ ) und die frisch zugeführte Luft. Die zweite Zeile beschreibt die Abgasrückführung. Vor der Klammer steht die AGR-Rate, in der Klammer das Abgas. So ergibt sich der rückgeführte Anteil. Die dritte Zeile stellt das Produkt der Reaktion dar. Das entstandene Abgas besitzt dieselbe Zusammensetzung wie das zuvor zurückgeführte. Daran ist der eingeschwungene Zustand zu erkennen. Da zur vollständigen Verbrennung des Propan-Moleküls fünf Sauerstoffmoleküle notwendig sind, aber 15 zugeführt werden, ergibt sich ein  $\lambda$  von 3.

Das Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda_v$  wird in Gl. 6-3 bestimmt. Dazu wird die gesamte Zylinderladung, also die Summe der ersten zwei Zeilen aus Gl. 6-2 gebildet. Es zeigt sich, dass im Zylinder 25 Sauerstoffmoleküle sind. Davon sind 15 neu zugeführt worden, 10 kommen aus dem rückgeführten Abgas. Weiterhin gilt, dass zur vollständigen Verbrennung 5 Sauerstoffmoleküle notwendig sind. Deshalb ergibt sich ein  $\lambda_v$  von 5.



Im Abgas einer vollständigen, mageren Verbrennung ist das tatsächliche Luftverhältnis  $\lambda = \infty$ , denn es liegt Sauerstoff, aber kein Brennstoff vor. Die  $\lambda$ -Sonde misst die Sauerstoffkonzentration. Aus dieser wird auf die Zusammensetzung des Frischgemisches zurückgerechnet. Allerdings wird kein AGR-Anteil angenommen. Daher wird aus dem Abgas aus Gl. 6-2 auf eine Verbrennung mit  $\lambda = 3$  geschlossen – siehe Gl. 6-4.



Sowohl die Messung von zugeführter Luft und Einspritzmenge als auch die  $\lambda$ -Sonde im Abgas liefern also das Frischluft- $\lambda$ . Der zusätzliche Sauerstoff aus der AGR wird zwischen beiden Messstellen „gespeichert“. Um das Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda_v$  zu bestimmen, kann die Luftmasse im Zylinder über aufeinander folgende Arbeitsspiele bilanziert werden. Nach Gl. 6-5 setzt sich die zur Verbrennung zur Verfügung stehende Sauerstoffmasse zusammen aus der frisch zugeführten  $O_2$ -Masse und der  $O_2$ -Masse, die nach dem letzten Arbeitsspiel nicht reagiert hat und mit dem Abgas zurückgeführt wird.

$$m_{O_2, Zyl, n+1} = m_{O_2, frisch, n+1} + \frac{AGR}{100} \cdot (m_{O_2, Zyl, n} - m_{O_2, verbraucht, n})
 \tag{Gl. 6-5}$$

- mit
- $m_{O_2, Zyl, n+1}$ :  $O_2$ -Masse im Zylinder vor Verbrennung, Arbeitsspiel n+1
  - $m_{O_2, frisch, n+1}$ : frisch zugeführte  $O_2$ -Masse, Arbeitsspiel n+1
  - $m_{O_2, Zyl, n}$ :  $O_2$ -Masse im Zylinder vor Verbrennung, Arbeitsspiel n
  - $m_{O_2, verbraucht, n}$ : durch Verbrennung verbrauchte  $O_2$ -Masse, Arbeitsspiel n
  - $AGR$ : AGR-Rate in Prozent

Wird der Motor in einem konstanten Betriebspunkt im eingeschwungenen Zustand betrieben, so gelten folgende Vereinfachungen:

1. Die Sauerstoffmasse vor der Verbrennung ist in jedem Arbeitsspiel gleich.

$$m_{O_2, Zyl, n+1} = m_{O_2, Zyl, n} = m_{O_2, Zyl}$$

2. Die durch die Verbrennung verbrauchte Sauerstoffmasse ist in jedem Arbeitsspiel gleich.  $m_{O_2, verbraucht, n} = m_{O_2, verbraucht, n+1} = m_{O_2, verbraucht}$

3. Die frisch zugeführte Sauerstoffmasse ist in jedem Arbeitsspiel gleich.

$$m_{O_2, frisch, n+1} = m_{O_2, frisch, n} = m_{O_2, frisch}$$

Teilt man Gl. 6-5 durch  $m_{O_2, verbraucht}$  und berücksichtigt, dass unter der Annahme einer vollständigen Verbrennung gilt

$$\frac{m_{O_2, Zyl}}{m_{O_2, verbraucht}} = \lambda_v \quad \text{und} \quad \frac{m_{O_2, frisch}}{m_{O_2, verbraucht}} = \lambda
 \tag{Gl. 6-6}$$

so ergibt sich Gl. 6-7:

$$\lambda_v = \frac{\lambda - \frac{AGR}{100}}{1 - \frac{AGR}{100}} \quad \text{für } \lambda \geq 1 \quad \text{Gl. 6-7}$$

Damit lässt sich zu jedem Luftverhältnis das zugehörige Verbrennungsluftverhältnis bestimmen, wenn die AGR-Rate bekannt ist. Zu beachten ist, dass die Gleichung nur für Gemische mit  $\lambda \geq 1$  gilt. Damit ergibt sich aus Gl. 6-7 auch:  $\lambda_v \geq 1$ . Weiterhin ist die Formel nur für eine annähernd vollständige Verbrennung gültig, da un- oder teilverbrannte Abgaskomponenten ansonsten dafür sorgen, dass die Masse des „verbrauchten“ Sauerstoffs nicht mehr der stöchiometrisch notwendigen Masse entspricht. Damit gelten die Vorgaben aus Gl. 6-6 nicht mehr. Eine weitere Vereinfachung für die Gleichung ist die Annahme, dass der Restgasanteil zu vernachlässigen ist. Das bedeutet, die Menge des während des Ladungswechsels im Zylinder verbleibenden, verbrannten Gemischs ist sehr klein gegenüber der Füllung aus Frischluft und rückgeführtem Abgas durch die Einlassventile.

Aus Gl. 6-7 geht hervor, dass sich bei einer  $\lambda$ -Variation mit konstanter AGR-Rate ein linearer Zusammenhang ergibt. Die Steigung der Geraden wächst mit der AGR-Rate von 1 ohne AGR gegen  $\infty$  bei 100 % AGR. Bei einer AGR-Variation am Motor wird gleichzeitig mit der AGR-Rate das Luftverhältnis geändert. Bei gleichem Ladedruck strömt weniger Frischluft in den Zylinder, wenn mehr Abgas zurückgeführt wird. Unter der vereinfachenden Annahme einer konstanten Masse im Zylinder lässt sich das Luftverhältnis ausdrücken als

$$\lambda = \left(1 - \frac{AGR}{100}\right) \cdot const. \quad \text{aus } m_{L,frisch} + m_{AGR} = m_{ges}$$

Wird das Verbrennungsluftverhältnis nun über dem Luftverhältnis oder der AGR-Rate aufgetragen, so ergeben sich die Darstellungen in Abbildung 6-1. In beiden Diagrammen sind zwei Schnittpunkte der Kurven zu erkennen. Diese liegen bei Betrieb ohne AGR und bei  $\lambda = 1$ . Wird ohne AGR gefahren, so kann das Verbrennungsluftverhältnis nicht durch das rückgeführte Abgas gegenüber dem Luftverhältnis verändert werden. Bei Betrieb mit  $\lambda = 1$  (und vollständiger Verbrennung) enthält das rückgeführte Abgas ausschließlich Inertgase.

Der Effekt von unverbranntem Sauerstoff im rückgeführten Abgas kann auch berücksichtigt werden, indem nur der Anteil der AGR-Rate berücksichtigt wird, der dem Abgas einer stöchiometrischen Verbrennung entspricht. Im oberen Teil von Abbildung 6-1 kann die stöchiometrische AGR-Rate abgelesen werden. Es ist die AGR-Rate, bei der  $\lambda$  den Wert des gegebenen  $\lambda_v$  besitzt. Rechnerisch gilt für die stöchiometrische AGR-Rate  $AGR_{st}$  Gl. 6-8.

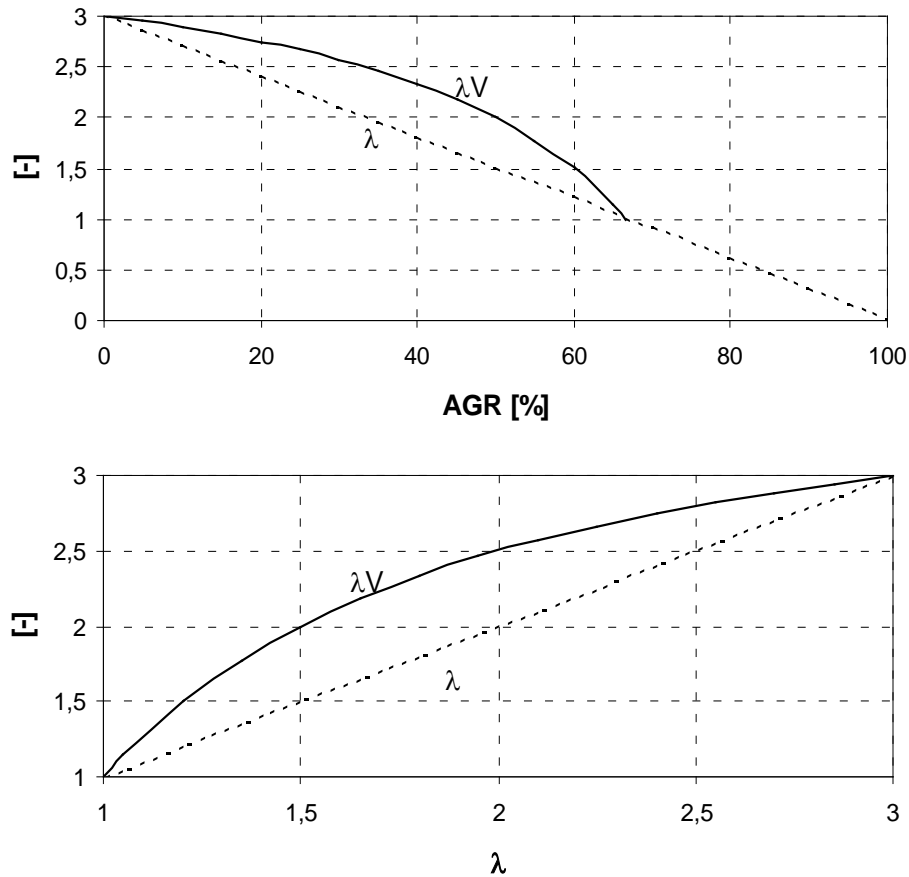
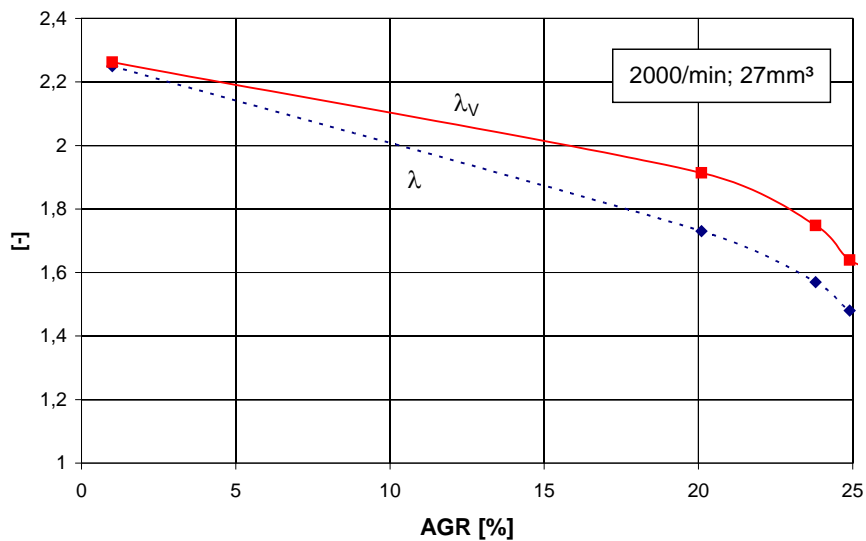


Abbildung 6-1: Luftverhältnisse bei AGR-Variation und konstanter Zylinderfüllung

Der tatsächliche Verlauf des Frischluft- $\lambda$  und des daraus bestimmten Verbrennungsluftverhältnisses über der AGR-Rate ist in Abbildung 6-2 für den Betriebspunkt  $2000 \text{ min}^{-1}$  und  $27 \text{ mm}^3$  bei konventioneller Verbrennung dargestellt.

Abbildung 6-2:  $\lambda_V$  aus gemessenem Frischluft- $\lambda$

Sie folgen prinzipiell den idealisierten Darstellungen aus Abbildung 6-1. Die Abweichungen lassen sich durch unterschiedliche Zylinderfüllungen erklären. Verschiedene AGR-Raten führen zu veränderten Temperaturen und damit zu anderen Massen im Zylinder.

$$AGR_{st} = \frac{AGR}{\lambda} \quad \text{Gl. 6-8}$$

Für den Ablauf der Verbrennung und die Schadstoffbildung ist das tatsächlich im Zylinder vorhandene Luftverhältnis maßgeblich. Zum besseren Vergleich bei verschiedenen AGR-Raten wird deshalb in dieser Arbeit das Verbrennungsluftverhältnis dargestellt.

### 6.3 Potential durch Druckmodulation

Beim Einsatz des CHHC-Verfahrens muss Kraftstoff-Wandkontakt vermieden oder zumindest minimiert werden. Die Simulationsrechnungen aus Kapitel 5.1 zeigen, dass die gepulste Einbringung zwar hilft, dass aber weitere Maßnahmen notwendig und hilfreich sind. Verbesserte Emissionen im CHHC-Betrieb werden erwartet von einer Verkleinerung des Spritzwinkels und von einer Absenkung des Raildrucks für die Voreinspritzungen.

#### 6.3.1 Anpassung des Brennraums als Vorbereitung

Die Verringerung von Kraftstoff-Wandkontakt durch eine größere freie Weglänge der Einspritzstrahlen ist unabhängig vom Einspritzsystem von Vorteil für das CHHC-Verfahren. Deshalb erfolgen die Motoruntersuchungen mit Düsen mit verringertem Spritzwinkel.

Eine Veränderung des Spritzwinkels führt zu einer anderen Gemischverteilung im Brennraum. Die Kolbenmulde wird im CHHC-Betrieb während der Einbringung der Heterogenmenge und in allen Bereichen außerhalb des CHHC-Betriebs als Gemischbildner eingesetzt. Mit einer Veränderung des Spritzwinkels agieren Strahlen und unveränderte Mulde nicht mehr wie gewünscht zusammen. Sie erzeugen eine schlechtere Durchmischung und Luftausnutzung. Deshalb muss für eine Spritzwinkel-Anpassung auch die Mulde verändert werden.

Die Kriterien zur Auslegung der neuen Geometrie der Kolbenmulde leiten sich aus der gewünschten Interaktion von Einspritzstrahl und Mulde ab. Unabhängig von der Betriebsart CHHC oder konventionell wird die Kolbenmulde für die Einspritzstrahlen der Haupteinspritzung ausgelegt. Das lässt sich für beide Brennverfahren wie folgt begründen:

- Im CHHC-Betrieb liegen die Pulse für die Einbringung der Homogenmenge sehr früh. Sie erreichen die Kolbenmulde nicht. Daher zeigt sich für die frühen Voreinspritzungen keine Abhängigkeit von der Muldenform. Die Haupteinspritzung dagegen liegt bei etwa konventionellen Ansteuerbeginnen, trifft so auf die Kolbenmulde und erzeugt eine von der Auslegung abhängige Gemischbildung.
- Im konventionellen Betrieb wird die Kraftstoff-Mulden-Interaktion bei der Haupteinspritzung gezielt zur Gemischbildung eingesetzt. Die Omega-förmige Mulde erzeugt dabei einen Wirbel, der den Kraftstoff in der Mulde hält und dort verteilt.

Da CHHC nicht im gesamten Motorkennfeld eingesetzt werden kann, müssen mit der neuen Mulde gute Ergebnisse für Emissionen und Verbrauch auch außerhalb des CHHC-Bereichs gewährleistet werden.

Zur Auswahl einer geeigneten Geometrie werden drei Muldenkonzepte untersucht, die in Abbildung 6-3 dargestellt sind.

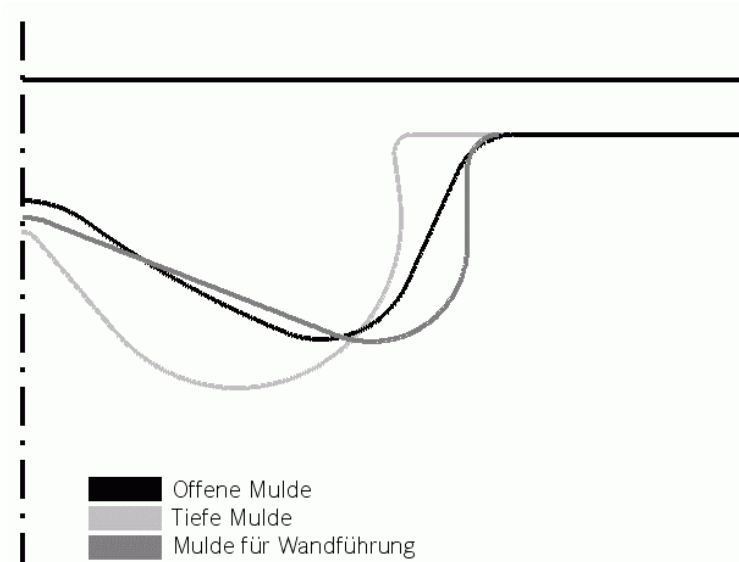


Abbildung 6-3: Mulden für Epsilon 17 und verringerten Spritzwinkel

- Eine offene Mulde mit einer Außenwand, die etwa senkrecht zu den Einspritzstrahlen steht.
- Eine tiefe Mulde, deren Form an den kleineren Spritzwinkel angepasst ist.
- Die WF-Mulde für Wandführung ist für eine andere Art der Gemischbildung ausgelegt. Die Einspritzstrahlen treffen unter einem kleinen Winkel auf die Mulde und werden dann von der Muldenwand geführt.

### Offene Mulde

Die offene Mulde ist als dunkle Linie in Abbildung 6-3 dargestellt. Damit die Mulde sowohl für CHHC als auch für die konventionelle Verbrennung geeignet ist, sind die folgenden Vorüberlegungen in die Auslegung eingeflossen.

Bei der Einspritzung der Homogenmenge ist der Kolben noch weit von OT entfernt. Dadurch kann Kraftstoff in den Bereich der Quetschflächen gelangen. Damit die Verschlechterung der Gemischbildung im Quetschbereich durch die Kühlung möglichst gering ausfällt, ist die Quetschfläche klein gehalten. Die Mulde besitzt deshalb am oberen Rand einen großen Durchmesser, die sogenannte offene Form.

An den Quetschbereich schließt sich eine Rundung zum Muldeninneren an. Diese und der Wegfall von Hinterschnitten sollen das Rückströmen des homogenen Gemisches aus dem Quetschspalt erleichtern.

Die Gemischbildung der Haupteinspritzung soll durch das Auftreffen der Strahlen auf eine Prallfläche erzielt werden. Dazu ist die Muldenaußenwand so ausgelegt, dass die Einspritzstrahlen nahezu senkrecht auftreffen.

Damit die Haupteinspritzung vor dem Aufprall auf die Muldenwand nicht vom Muldenboden abgelenkt wird, ist der Mittenkegel der Mulde an den Spritzwinkel angepasst. Damit haben die Einspritzstrahlen zum Boden bei kleinem Spritzwinkel in etwa so viel Abstand wie bei Serienwinkel zum Serienkolben.

Durch die Verlegung des Strahlaufprallortes vom Muldeneinzug beim Serienkolben zu der Prallfläche an der Muldenaußenwand wird die freie Weglänge der Einspritzstrahlen vergrößert. Damit steht dem Kraftstoff mehr Zeit zur Verdampfung zur Verfügung, bevor er auf die Wand trifft.

Mit Hilfe von Simulationsrechnungen der Zylinderinnenströmung wird die Gemischbildung einer Einspritzung zu konventionellem Zeitpunkt mit der offenen Mulde analysiert. Damit können die Haupteinspritzung im CHHC-Betrieb und der konventionelle Betrieb bis zur Volllast bewertet werden.

Der Vergleich der offenen Mulde mit einem Verdichtungsverhältnis von 17 und der Serienmulde mit einer Verdichtung von 18 zeigt eine schlechte Mischung bei der offenen Mulde. In Abbildung 6-4 sind die Situationen bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  und Volllast bei Serienkonfiguration und bei Benutzung der offenen Mulde und einer Düse mit Spritzwinkel  $130^\circ$  gegenübergestellt. Es zeigt sich, dass sich der Wirbel in der  $\omega$ -Mulde positiv auf die Gemischbildung auswirkt. Die offene Mulde entwickelt keinen solchen Wirbel. Dadurch bleibt der Kraftstoff an der Muldenwand und bildet dort fette Zonen. In diesen fetten Zonen kann der gebildete Ruß nicht genügend Sauerstoff für den Oxidationsprozess finden. Die Rußoxidation wird dadurch geringer und die Rußmasse zum Zyklusende muss größer sein als bei der Serienkonfiguration.

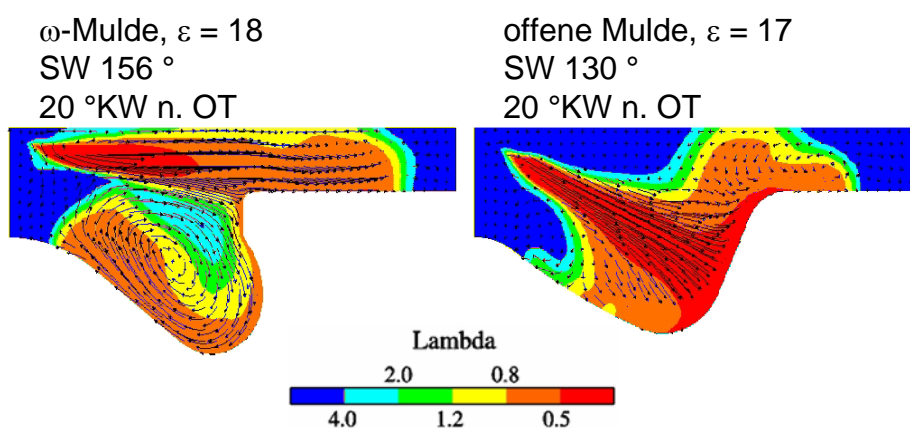


Abbildung 6-4:  $2000 \text{ min}^{-1}$  / VL, Zylinderinnenströmung und Luftverhältnis

Die Qualität der Gemischbildung lässt sich mit Hilfe der Simulation auch anhand der  $\lambda$ -Verteilung im Brennraum bewerten. Das Simulationsmodell arbeitet wie in Kapitel 5.1 beschrieben. Folglich werden für jeden Zeitpunkt in jeder Zelle des Rechenmodells die



Kraftstoffmasse und das Luftverhältnis bestimmt. Aus diesen Daten lässt sich eine Kraftstoffmassenverteilung über dem Luftverhältnis erstellen. Dabei werden nur Zellen betrachtet, die Kraftstoff enthalten.

Bei einer absolut homogenen Mischung reduziert sich die Kraftstoffmassenverteilung auf einen Peak bei dem Wert des globalen Luftverhältnisses. Damit ist jedes Kraftstoffmolekül von der gleichen Luftmenge umgeben. Alle lokalen Luftverhältnisse sind gleich und damit auch gleich dem globalen. Weniger gute Homogenisierungen zeigen sich an einem breiteren Verlauf mit niedrigeren Spitzenwerten bis hin zum Vorliegen jedes Luftverhältnisses.

Abbildung 6-5 stellt dar, wie sich die  $\lambda$ -Verteilung über die Zeit entwickelt. Dazu wird hier der Serienbrennraum mit dem Serienspritzwinkel benutzt. Es ist zu erkennen, dass die Homogenität des Gemisches mit der Zeit zunimmt. 20 °KW n. OT liegt viel Kraftstoff in sehr fetten Zonen vor.

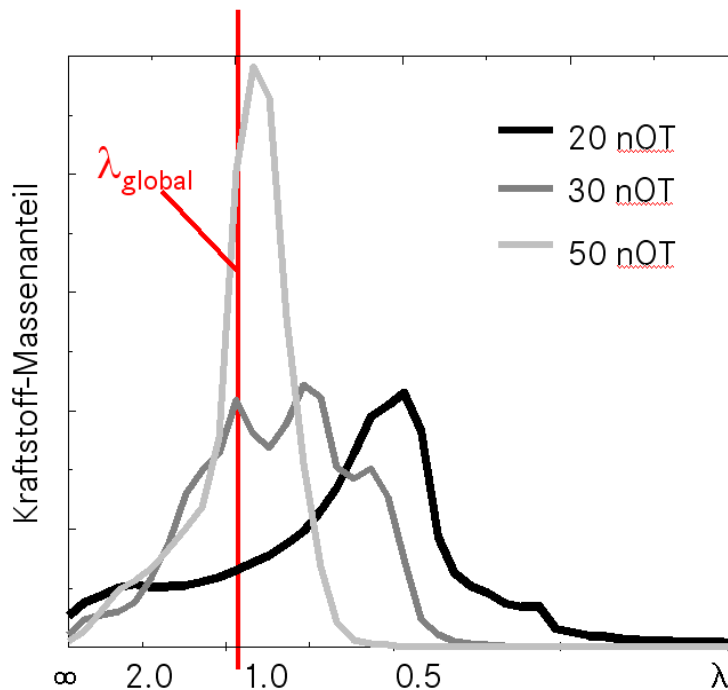


Abbildung 6-5:  $\lambda$ -Verteilung bei Serienkonfiguration 2000  $\text{min}^{-1}$  / VL

Der größte Mengenanteil liegt unter dem Luftverhältnis 0,5 vor. Es liegen jedoch auch schon magere Gemischanteile vor. Diese Massenanteile sind im Diagramm bei Luftverhältnissen deutlich größer als 1 zu finden. Bei 30 °KW n. OT hat sich das Maximum der Kurve schon deutlich in Richtung des globalen Luftverhältnisses verschoben. 20 °KW später ist die Kurve dem Ideal schon sehr nahe. Ein hoher, schmaler Peak nahe dem globalen Luftverhältnis ist zu erkennen. Der Massenanteil an Kraftstoff unter Luftmangel ist deutlich zurückgegangen.

Die Bewertung der Gemischbildung mit Hilfe der Kraftstoffmassenverteilung über dem Luftverhältnis interessiert besonders zu Zeitpunkten, zu denen die chemische Umsetzung stattfindet. Dadurch entsteht eine Verbindung von der Gemischaufbereitung zu den

Emissionen, und es kann z. B. von einem erhöhten Anteil im fetten Bereich auf erhöhte Rußemissionen geschlossen werden.

In Abbildung 6-6 wird das oben dargestellte Verfahren zum Vergleich der Gemischbildung von konventioneller und offener Mulde benutzt. Der gewählte Zeitpunkt ist 40 °KW n. OT. Die Darstellung bestätigt die deutlich verschlechterte Gemischbildung mit der offenen Mulde. Während sich in der Serienkonfiguration bereits ein deutlicher Peak in der Nähe des globalen Luftverhältnisses gebildet hat, treten bei der offenen Mulde noch  $\lambda$ -Werte sowohl in sehr fetten als auch in sehr mageren Bereichen auf. Ein großer Teil des Kraftstoffs konzentriert sich demnach in fetten Gebieten, die zu einer rußenden Verbrennung führen. In den mageren Bereichen liegt Kraftstoff außerhalb der Zündgrenzen vor, wodurch die HC-Emissionen erhöht werden.

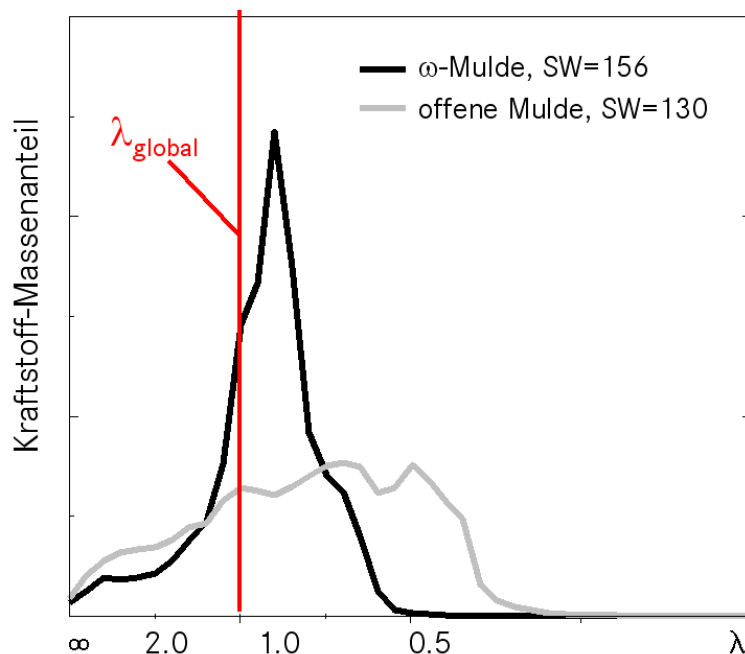


Abbildung 6-6:  $\lambda$ -Verteilung 2000 min<sup>-1</sup> / VL, 40 °KW n. OT

Die Betrachtungen zeigen, dass die offene Mulde eine Geometrie besitzt, welche gegenüber der Seriengeometrie eine Verschlechterung der Gemischbildung bedeutet. Das hat negative Auswirkungen sowohl auf die Verbrennung der Heterogenmenge im CHHC-Betrieb als auch auf den gesamten Bereich ohne CHHC. Die offene Mulde wird deswegen für die Druckmodulation nicht eingesetzt.

### Tiefe Mulde

In Abbildung 6-3 ist die tiefe Mulde als helle Linie zu sehen. Hier ist die Art der Gemischbildung gegenüber der Serie weniger verändert. Der obere Muldendurchmesser ist etwa gleich dem der Serienmulde. Da die Mulde für kleinere Spritzwinkel ausgelegt ist, ist sie tiefer. Der Mittenkegel ist deutlich spitzer. Der Maximaldurchmesser der Mulde ist kleiner. Der Hinterschnitt ist deutlich reduziert. Damit wird die einfachste Anpassung der Mulde an einen kleineren Spritzwinkel dargestellt. Die Omega-ähnliche Form wird beibehalten. Es ist eine tiefe  $\omega$ -Mulde mit einem von 18 auf 17 abgesenkten Verdichtungsverhältnis.

Die Untersuchungen der offenen Mulde haben gezeigt, dass eine neue Brennraumgeometrie besonders kritisch im Hinblick auf eine konventionelle Einspritzung zu betrachten ist. Von der Gemischbildung hängt sowohl die Emissionsbildung des Heterogenanteils im CHHC-Betrieb als auch der gesamte Motorbetrieb außerhalb des CHHC-Bereichs ab. Deshalb wird auch die tiefe Mulde zunächst mit Hilfe der Simulation einer Volllast-Gemischbildung bewertet.

Abbildung 6-7 zeigt die Gemischbildung mit der tiefen Mulde und einem Spritzwinkel von  $100^\circ$  im Vergleich zur Serienkonfiguration. Die Gemischbewegung ist bei der Serienkonfiguration sehr gut. Es bildet sich ein Wirbel aus, der für eine schnelle Auflösung der fetten Zonen sorgt. Ein solcher Wirbel ist bei der tiefen Mulde nicht zu erkennen. Die Hauptbewegung des Gemisches wird durch den Strahlimpuls induziert. Dadurch fehlt eine länger andauernde Bewegungskomponente. Der Kraftstoff sammelt sich in fetten Zonen im unteren Bereich der Mulde.

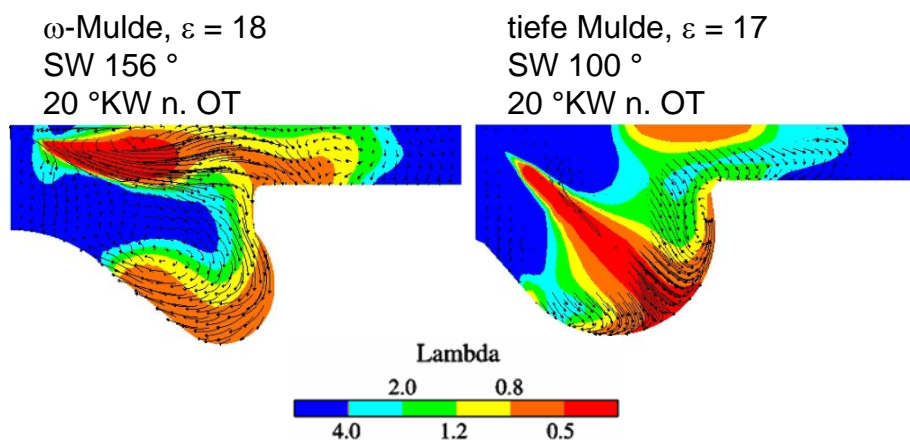


Abbildung 6-7:  $4200 \text{ min}^{-1} / \text{VL}$ , Zylinderinnenströmung und Luftverhältnis

Die schlechte Gemischbildung wird bestätigt von der  $\lambda$ -Verteilung in Abbildung 6-8. Mit der Seriegeometrie zeigt sich  $70^\circ\text{KW n. OT}$  ein Maximum in der Nähe des globalen Luftverhältnisses. Der für die Serienkonfiguration eingesetzte Drall verbessert die Gemischbildung sogar noch einmal deutlich gegenüber dem hypothetischen Fall ohne Drall. Sehr viel schlechter homogenisiert stellt sich das Gemisch in der tiefen Mulde dar. Es bleiben fette Zonen erhalten. Der mit den Einlasskanälen im Serienkopf erzeugte Drall verschlechtert das Ergebnis gegenüber der Rechnung ohne Drall. Mit Drall gibt es noch fettere Zonen.

Die gezeigten Simulationsrechnungen lassen keine guten Emissionen erwarten. Mit dem Standard-Drall ist die berechnete Gemischbildung noch schlechter als bei der offenen Mulde. Deshalb wird die tiefe Mulde experimentell nicht untersucht.

### Mulde für wandgeführte Gemischbildung

Die in Abbildung 6-3 dargestellte Mulde für Wandführung besitzt geometrische Merkmale sowohl von der offenen Mulde als auch von der tiefen. Der Quetschspalt ist durch einen großen Durchmesser am oberen Muldenrand verringert und mündet in einer Rundung, welche die Rückströmung vereinfacht. Die Muldenwand steht nicht senkrecht zu den Einspritzstrahlen. Die Kraftstoffverteilung im Brennraum soll durch die Führung des Kraftstoffstrahls entlang des Muldenbodens geschehen. Dazu ist der Mittenkegel flacher als

bei den anderen Mulden. Der Einspritzstrahl soll diesen Kegel unter einem kleinen Winkel treffen und von diesem geleitet werden. Die auf diese Weise entstehenden Wirbel sollen die Gemischbildung bei früher Einspritzung begünstigen.

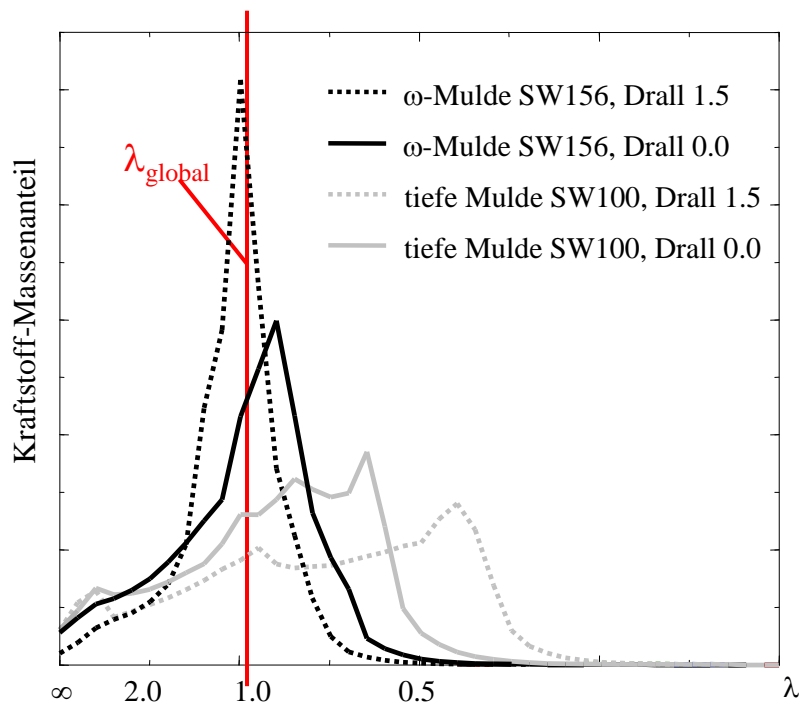


Abbildung 6-8:  $\lambda$ -Verteilung  $4200 \text{ min}^{-1} / \text{VL}$ ,  $70 \text{ °KW n. OT}$

Während der Aufwärtsbewegung des Kolbens wird der Wirbel durch die Strömung aus dem Quetschspalt in die Mulde unterstützt. Damit soll ein möglichst großer Anteil des eingespritzten Kraftstoffes der Verbrennung zugeführt werden. Auch unverbrannter Kraftstoff der Homogenmenge strömt während der Aufwärtsbewegung zurück in die Mulde, kann dort an der heterogenen Umsetzung teilnehmen und dadurch die HC- und CO-Emissionen senken. Die Wirbelrichtung ist in Abbildung 6-9 dargestellt.

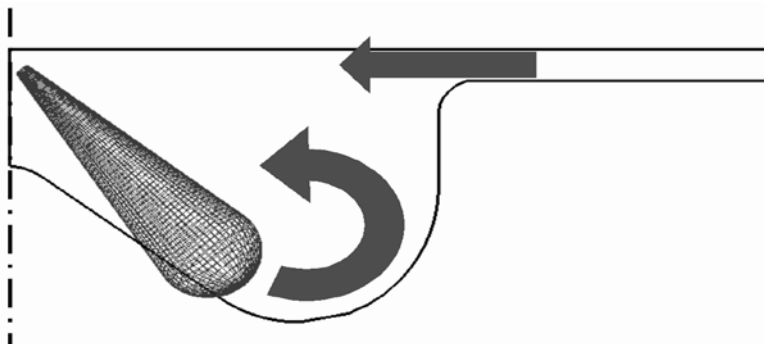


Abbildung 6-9: Wirbelbildung und Begünstigung vor OT

Sie ist der Richtung mit der Serienmulde entgegengesetzt. Durch die umgekehrte Wirbelrichtung wirken strahlinduzierte und Quetschflächenströmung während der Aufwärtsbewegung des Kolbens beide wirbelunterstützend. Damit verbessert der Wirbel gerade auch

bei früher Einspritzung, also während der Aufwärtsbewegung des Kolbens, die Gemischbildung und soll sich deshalb besonders für den CHHC-Betrieb eignen.

Zur Bewertung der Muldenform wird auch hier ein Vollast-Betrieb simuliert und die  $\lambda$ -Verteilung dargestellt.

Die wandgeführte Gemischbildung zeigt bei einem Spritzwinkel von  $110^\circ$  eine deutliche Verbesserung der Gemischhomogenität. Außerdem ist hier das Verdichtungsverhältnis auf 17 gesenkt, um die Selbstzündung des Hogenanteils zu verzögern.

Abbildung 6-10 zeigt das örtliche Luftverhältnis  $8^\circ\text{KW}$  und  $20^\circ\text{KW}$  n. OT. Der frühere Zeitpunkt ermöglicht die Vergleichbarkeit mit den anderen Mulden.

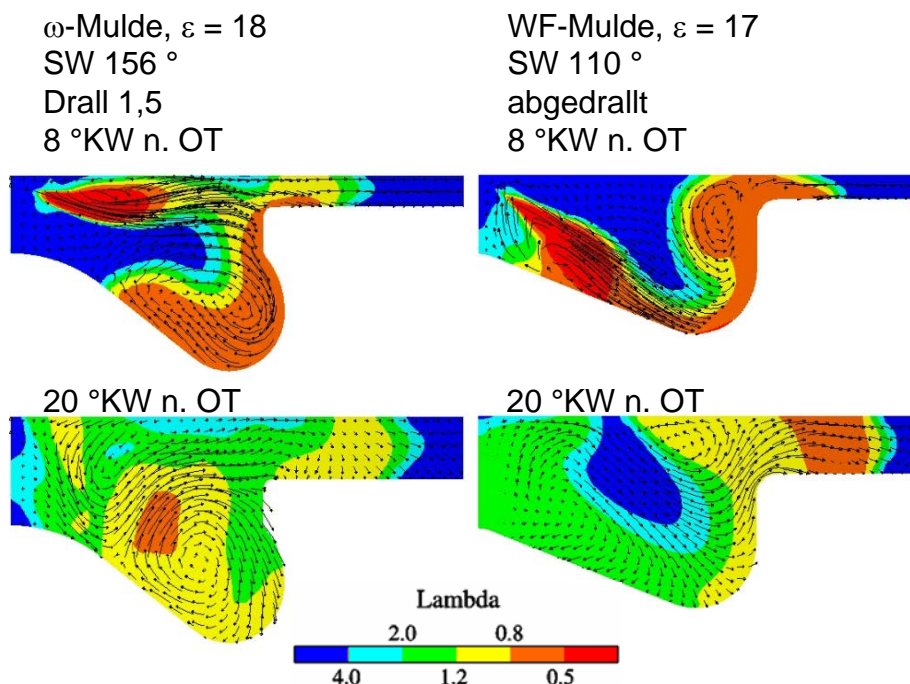


Abbildung 6-10:  $4200 \text{ min}^{-1}$  / VL, Zylinderinnenströmung und Luftverhältnis

Da die WF-Mulde frühe Spritzbeginne unterstützt, ist hier auch für die Serienmulde der Spritzbeginn auf  $20^\circ\text{KW}$  v. OT gelegt worden. Mit der Verschiebung nach früh bei der Serienmulde ergibt sich zum Zeitpunkt  $8^\circ\text{KW}$  n. OT eine Gemischverteilung, welche der von  $20^\circ\text{KW}$  n. OT bei späterem Spritzbeginn stark ähnelt. Bereits zu dem frühen Zeitpunkt verteilt sich der Kraftstoff bei der WF-Mulde im ganzen Brennraum. Eine fette Zone am Muldenboden wird durch den Wirbel verhindert. Bei  $20^\circ\text{KW}$  n. OT ist die Einspritzung bereits beendet. Bei beiden Mulden sind fette Zonen fast vollständig aufgelöst. Die letzte Zone mit Luftmangel wandert bei der WF-Mulde im Quetschflächenbereich nach außen. Hier müssen Versuche zeigen, ob das zu Wandkontakt und damit Abkühlung und HC- bzw. CO-Emissionen führen kann. Da die chemische Reaktion in dieser Darstellung nicht berücksichtigt ist, besteht die Möglichkeit, dass es sich um bereits verbrannten Kraftstoff handelt.

Die quantitative Auswertung der  $\lambda$ -Verteilung zeigt Abbildung 6-11. Die Verteilungen mit der WF-Mulde sind immer noch flacher und breiter als bei der Serienmulde. Im Vergleich zu den zuvor untersuchten Mulden ist aber eine starke Verbesserung zu erkennen. Das Maximum liegt nun sehr nah am globalen Luftverhältnis. Insgesamt ist der Anteil fetter Zonen reduziert.

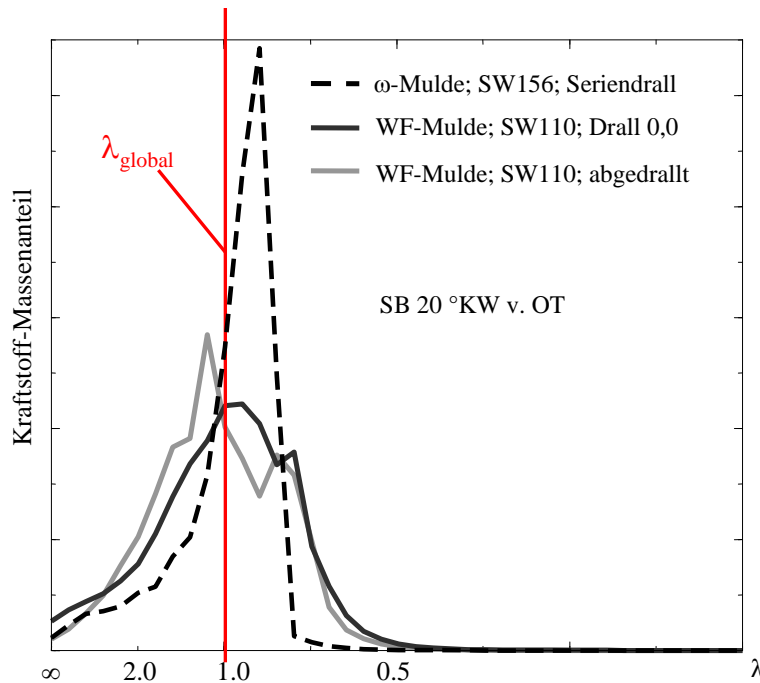


Abbildung 6-11:  $\lambda$ -Verteilung  $4200 \text{ min}^{-1} / \text{VL}$ ,  $70 \text{ °KW n. OT}$

Auch die Gemischbildung der WF-Mulde kann mit der Variation des Dralls beeinflusst werden. Da bei kleinem Spritzwinkel und starkem Drall die einzelnen Einspritzstrahlen schnell ineinander geweht werden, wird die  $\lambda$ -Verteilung nur für reduzierten Drall berechnet. Ein niedriger Drall bringt in der Simulationsrechnung eine Verteilung um das globale Luftverhältnis. Der simulierte Fall eines Nulldralls kann ohne weitreichende Änderungen am Zylinderkopf nicht realisiert werden. Eine Nacharbeit der Einlasskanäle kann den Drall jedoch deutlich reduzieren. Die als „abgedrallt“ bezeichnete Kurve ist mit etwa halbem Drall gerechnet. Der abgedrallte Fall zeigt in diesem Betriebspunkt sogar weniger fette Zonen als der Fall ganz ohne Drall.

### Fazit

Die Mulde für wandgeführte Gemischbildung zeigt die besten Ergebnisse bei der Gemischbildung mit verringertem Spritzwinkel. Deshalb werden die weiteren Motorversuche für CHHC-Betrieb mit einer solchen Mulde durchgeführt. Dabei wird ein „abgedrallter“ Zylinderkopf genutzt, der den Grunddrall etwa halbiert. Zunächst werden Ergebnisse mit einem konventionellen Einspritzsystem ermittelt, um mit den Ergebnissen der Druckmodulation am gleichen Brennraum verglichen werden zu können.

Die Geometrie der untersuchten Mulde ist in Abbildung 6-12 dargestellt. Der Winkel des Mittenkegels ist mit  $140^\circ$  so gewählt, dass Spritzwinkel von  $100^\circ - 120^\circ$  für eine optimale Gemischbildung sorgen sollen. Das Verdichtungsverhältnis ist gegenüber der Simulation nochmals leicht abgesenkt und beträgt knapp 16 – wie bei der Verlustteilung in Kapitel 4.4.3.

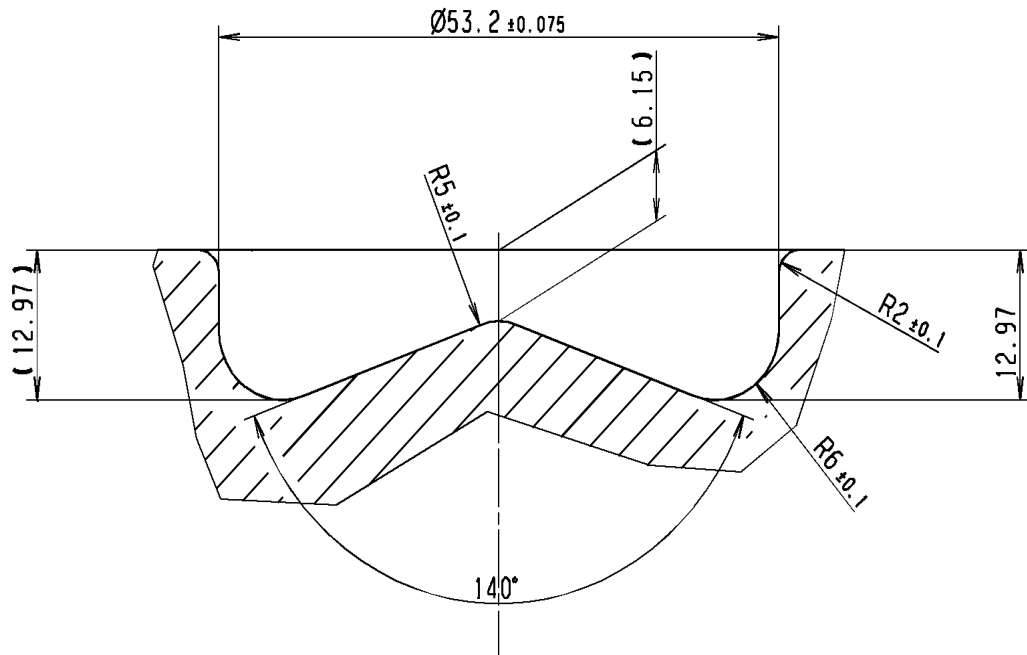


Abbildung 6-12: Zeichnung der WF-Mulde

### 6.3.2 Grundlagen des Druckmodulationssystems

Die Verwendung eines Verstärkerkolbens zur Druckmodulation gibt dem verwendeten System der Firma Bosch seinen Namen. Der Hersteller nennt es „Amplifier Piston Common Rail System“ (APCRS). Der für diese Arbeit benutzte Prototyp besitzt einen geometrischen Verstärkungsfaktor von 2,8. Dieser ergibt sich aus dem Verhältnis der Fläche auf der direkt mit dem Rail verbundenen Seite und der Fläche auf der Injektorseite. Damit der erzeugte Kraftstoffdruck das System nicht zerstört, ist der Raildruck auf 700 bar beschränkt. Damit wird das System einem theoretischen Kraftstoffdruck von 1960 bar ausgesetzt. Untersuchungen zeigen, dass der tatsächliche Druck aufgrund von Schwingungen kurzzeitig auch höher sein kann.

Da das APCRS modular aufgebaut ist, kann an den Druckverstärker zunächst ein beliebiger Injektor angeschlossen werden. Der bei der Druckverstärkung auftretende Druck von bis zu 2200 bar schränkt die Auswahl des Injektors ein. Der Hersteller des APCRS liefert seinen Prototyp mit einem Sonder-Injektor mit Magnetventil. Die Düse ist der konventionellen ähnlich. Es wird ebenfalls ein volllastfähiger HD von 380 benutzt. Der Spritzwinkel liegt mit 120 ° in dem Bereich, für den die Mulde ausgelegt ist.

Der verwendete Prototyp besitzt ein elektrisch schaltbares Ventil, welches den Steuerraum des Druckverstärkers entlasten kann. Auf diese Weise kann durch die Ansteuerung des Druckverstärkers der Zeitpunkt der Druckverstärkung frei gewählt werden. Durch die Veränderung der Lage relativ zur Injektoransteuerung kann der Druckverlauf am Injektor und damit die Einspritzrate beeinflusst werden. Die in der Theorie als „boot“, „ramp“ und „square“ beschriebenen Verläufe werden am Injektorprüfstand nachgefahren und sind in Abbildung 6-13 dargestellt. Dabei liegt der Beginn der Ansteuerung des Injektors im OT. Der Beginn der



Ansteuerung des Druckverstärkers variiert von OT auf bis 1500  $\mu\text{s}$  vor OT. In der Legende wird der Zeitunterschied „Versatz“ genannt.

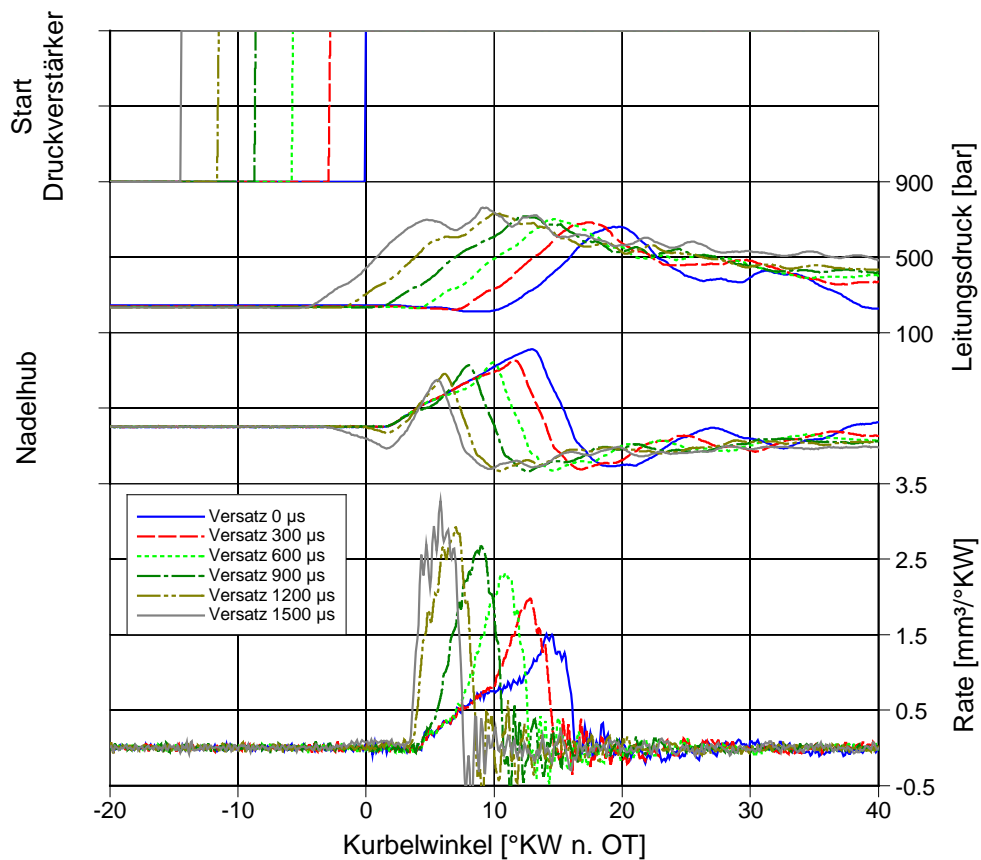


Abbildung 6-13: Einspritzverläufe – 1600  $\text{min}^{-1}$  / 200 bar

Die obersten Kurven zeigen den Beginn der Ansteuerung des Druckverstärkers. Darunter ist der Druck in der Hochdruckleitung direkt vor dem Injektor aufgetragen. Hier ist die Modulation gut zu erkennen. Der Druck steigt von den 200 bar vor der Verstärkung auf über 700 bar. Unter dem Leitungsdruck befindet sich der Nadelhub. Deutlich ist zu erkennen, dass die Werte auch negativ werden. Das lässt sich durch eine Verformung des Systems unter dem hohen Druck erklären. Aus den Verläufen kann lediglich ungefähr auf Beginn und Ende der Nadelbewegung geschlossen werden. Im unteren Teil sind die Einspritzraten aufgetragen, die sich aus der Druckmodulation ergeben.

Die Ansteuerdauer des Injektors wird bei der Variation des Versatzes so eingestellt, dass sich immer eine Menge von 10  $\text{mm}^3$  ergibt. Das Ansteuerende des Druckverstärkers liegt idealerweise gleich dem Ansteuerende für den Injektor. Die Abbildung zeigt dafür ein maximales Druckniveau bis zum Ende der Einspritzung. Eine noch längere Ansteuerung des Druckverstärkers bringt also keinen weiteren Vorteil. Zu langes Ansteuern des Druckverstärkers erhöht aber die Steuermenge. Zusätzlich ist die Ansteuerdauer durch die Bewegung des Kolbens im Druckverstärker begrenzt. Ein Anschlag gegenüber der Ruheposition muss vermieden werden.



Die Veränderung der Einspritzrate ist in Abbildung 6-13 deutlich zu erkennen. Beginnt die Druckverstärkung zeitgleich mit der Einspritzung (Versatz 0  $\mu\text{s}$ ), so ist die Steigung der Rate zunächst flach. Es stellt sich nach etwa 5 °KW ein Plateau ein. Erst einige Grad später ist ein Druckanstieg am Injektor zu erkennen. Dann steigt auch der Einspritzverlauf noch einmal an. Der typische boot-förmige Verlauf ist somit dargestellt.

Wird nun der Druckverstärker früher aktiviert, so beginnt der zweite Anstieg der Rate ebenfalls früher. Der Maximalwert wächst dabei zusätzlich noch. Das liegt an der Zeit, welche die Erhöhung des Kraftstoffdrucks benötigt. Der Druck im Injektor steigt nicht sprunghaft an, sondern wächst schnell, aber kontinuierlich. Damit erreichen mit früherer Ansteuerung des Druckverstärkers auch größere Maximaldrücke den Injektor während der Einspritzung und erzeugen eine höhere Rate.

Mit einer weiteren Vergrößerung des Ansteuerversatzes kann der Beginn des Druckanstiegs im Injektor auf den Einspritzbeginn verlegt werden. So ist bei der dritten Kurve von links ein ramp-förmiger Verlauf zu erkennen. Hier fallen Nadelöffnen und Druckstiege zusammen.

Ein noch steilerer Verlauf der Einspritzrate wird erzielt durch eine Druckerhöhung am Injektor vor Einspritzbeginn. Damit ist der square-förmige Verlauf der steilste und der mit dem höchsten Maximum.

Bleibt jeweils bis zum elektrischen Ende der Einspritzung auch der Druckverstärker aktiv, so wird mit wachsender Differenz der Ansteuerbeginne weniger Zeit für die Einbringung der gleichen Menge benötigt. Abbildung 6-14 zeigt den Zusammenhang für zwei Drehzahlen bei 200 bar Raildruck. Die eingestellte Menge von 9 mm<sup>3</sup> ist etwa so groß wie die Menge der Haupteinspritzung im Betriebspunkt 2000 min<sup>-1</sup> und 19 mm<sup>3</sup> (Gesamtmenge) im CHHC-Verfahren mit APCRS. Es ist zu erkennen, dass die Drehzahl – und damit die Einspritzfrequenz - keinen Einfluss auf die Hydraulik hat. Beide Kurven in Abbildung 6-14 besitzen den gleichen Verlauf.

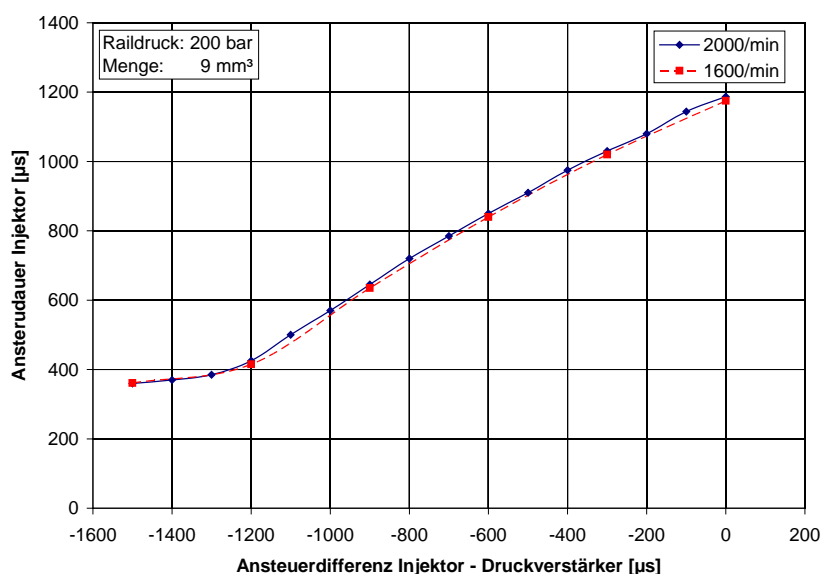


Abbildung 6-14: Einfluss der Ansteuerdifferenz auf die Menge – 200 bar / 9 mm<sup>3</sup>

Bei gleichem Mengenwunsch und gleichem Raildruck ist die benötigte Ansteuerdauer des Injektors lediglich abhängig von der Druckmodulation, also dem zeitlichen Versatz zur Ansteuerung des Druckverstärkers.

Die Darstellung zeigt, dass mit früherem Ansteuerbeginn des Druckverstärkers die Ansteuerdauer des Injektors für die gewünschte Menge kleiner wird. Das bedeutet, der mittlere zur Verfügung stehende Einspritzdruck vergrößert sich. Außerdem ist ersichtlich, dass eine zunehmend frühe Verstärkung bis zu einem Versatz von 1200  $\mu\text{s}$  einen starken Einfluss hat. Dann knickt die Kurve ab und der Gewinn eines Versatzes von 1500  $\mu\text{s}$  ist nur noch sehr klein. Damit ist der in der Software vorgegebene maximale Versatz von 1500  $\mu\text{s}$  als sinnvoll bestätigt. Ein größerer Versatz bringt keine Verkürzung der notwendigen Ansteuerdauer mehr. Der Leitungsdruck hat zum Zeitpunkt des Öffnens der Düse bereits das Maximum erreicht.

Mit Hilfe der Hydraulikuntersuchungen kann nun die Strategie für die druckmodulierte Einspritzung beim CHHC-Verfahren definiert werden.

Nach Kapitel 5.8.2 kann die Druckmodulation in Verbindung mit dem CHHC-Verfahren den größten Vorteil erzielen, wenn die getaktete Voreinspritzung mit einem kleinen Druck eingebracht wird. Dann sind die Strahlreichweite und damit der Kraftstoff-Wandkontakt reduziert. Zusätzlich ist die Stabilität der Homogenmenge verbessert. Die Heterogenmenge erzeugt Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen, da sie wie bei der konventionellen Verbrennung als Diffusionsflamme brennt. Für niedrige Emissionen ist die Einspritzdauer daher kurz zu halten. Mit Hilfe der Druckmodulation wird für die Einbringung die maximale Verkürzung, also der maximale Versatz der Ansteuerung des Druckverstärkers, benutzt. In der Abbildung 6-15 sind der Strom für den Injektor und der für den Druckverstärker dargestellt. Deutlich sichtbar im Verlauf ist die signifikant höhere Rate bei der Einspritzung der Heterogenmenge im Vergleich zu den drei Takten für die Homogenmenge. Da der Nadelhub bei der kurzen Haupteinspritzung kaum größer ist als bei den Voreinspritzungen, ist der Effekt dem stark erhöhten Kraftstoffdruck in der Injektorzuleitung zuzuschreiben. Dieser steigt von 615 bar auf über 2000 bar.

### 6.3.3 Untersuchung der Druckmodulation

Zur Untersuchung des Einflusses der Druckmodulation am Einzylinder-Aggregat werden die Mulde für Wandführung und die Düsen mit einem Spritzwinkel von 120 ° eingesetzt. Der zu untersuchende CHHC-Betriebspunkt liegt bei 2000  $\text{min}^{-1}$  und 19  $\text{mm}^3$  Gesamtkraftstoffmenge. Die Einspritzmenge wird über die AGR-Variation konstant gehalten. Dadurch zeigt eine Veränderung des spezifischen Verbrauchs nicht den Unterschied der zugeführten Kraftstoffmenge, sondern einen Unterschied im Mitteldruck.

Im ersten Schritt mit dem APCRS am Einzylinder-Aggregat wird der Einfluss des Einspritzverlaufs ermittelt. Abbildung 6-16 stellt einen square-förmigen Verlauf mit einem Versatz 1500  $\mu\text{s}$  und einen ramp-förmigen Verlauf mit einem Versatz von 750  $\mu\text{s}$  dar. Der Raildruck wird auf das als optimal bewertete Maximum von 700 bar gestellt. Die Homogenmenge von 10  $\text{mm}^3$  wird mit einer dreifach getakteten Voreinspritzung eingebracht. Für die Haupteinspritzung wird der Einspritzdruck durch die Modulation erhöht.

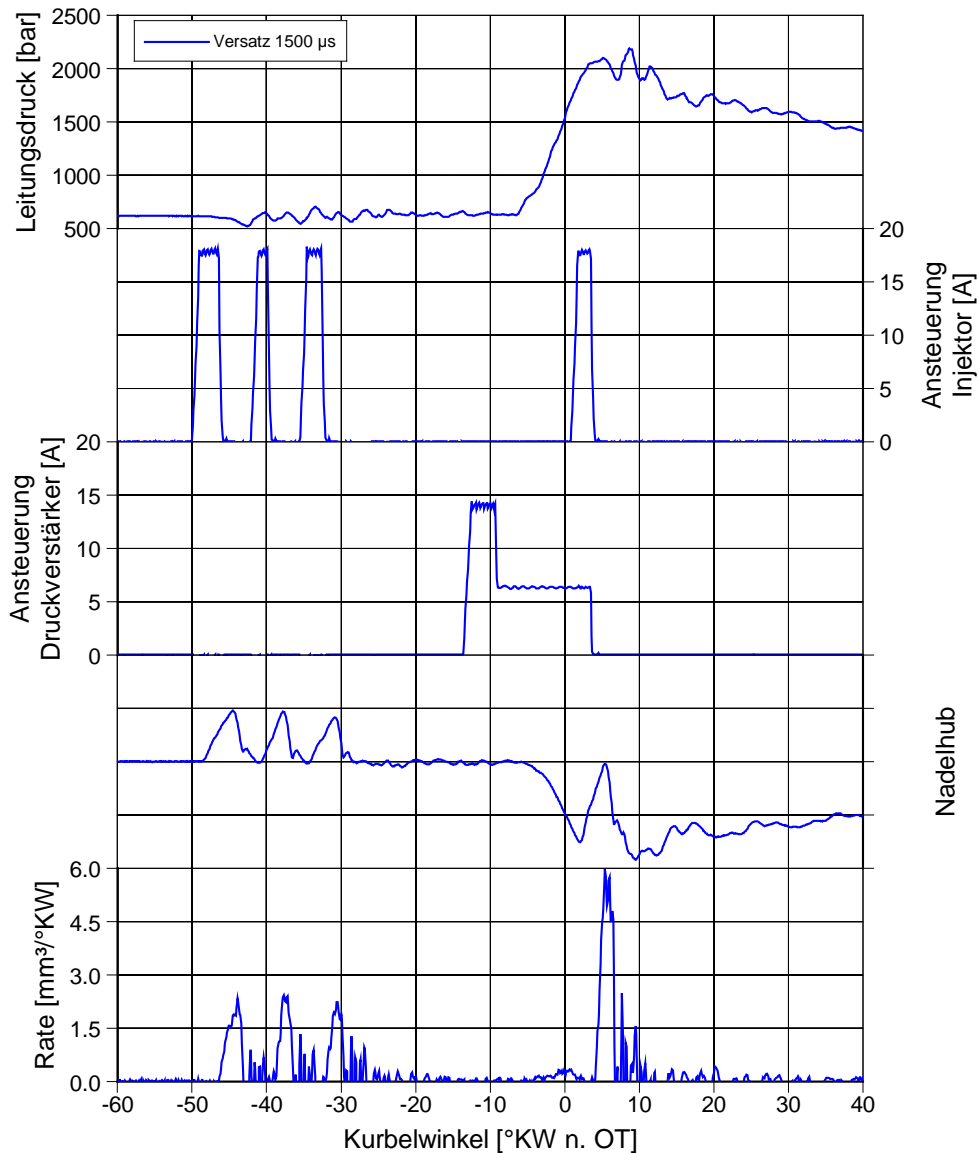


Abbildung 6-15: beispielhafte Ansteuerung für CHHC

Die CO- und HC-Emissionen für beide Einspritzverläufe sind sehr ähnlich. Der square-förmige Verlauf der Haupteinspritzung erzeugt einen kleinen Vorteil im Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade Off und einen etwas besseren Verbrauch. Durch die scharfe Spritzrate ist das lineare Verbrennungsgeräusch (LVG) bei der square-förmigen Rate deutlich höher als bei der ramp-förmigen. Es bleibt jedoch unterhalb des Niveaus beim Serieneinspritzsystem (85 dB).

Abbildung 6-17 zeigt die Indizierdaten zu den Betriebspunkten mit NO<sub>x</sub>-Emissionen von ca. 0,5 g/kWh. Im rechten Teil ist dargestellt, wie die verschiedenen Einspritzverläufe eingestellt werden. Während der Druck in der Leitung zum Injektor bei der getakteten Voreinspritzung immer unverstärkt ist, wird für die Einbringung der Heterogenmenge der Druck moduliert. Für den ramp-förmigen Verlauf beginnt der Druckanstieg zum Zeitpunkt des Nadelöffnens. Beim square-förmigen Verlauf ist die Druckerhöhung so weit nach früh verlegt, dass zu Beginn des Nadelöffnens das Druckmaximum fast erreicht ist. Damit ergibt sich ein maximaler mittlerer Einspritzdruck über die Einspritzdauer der Heterogenmenge.

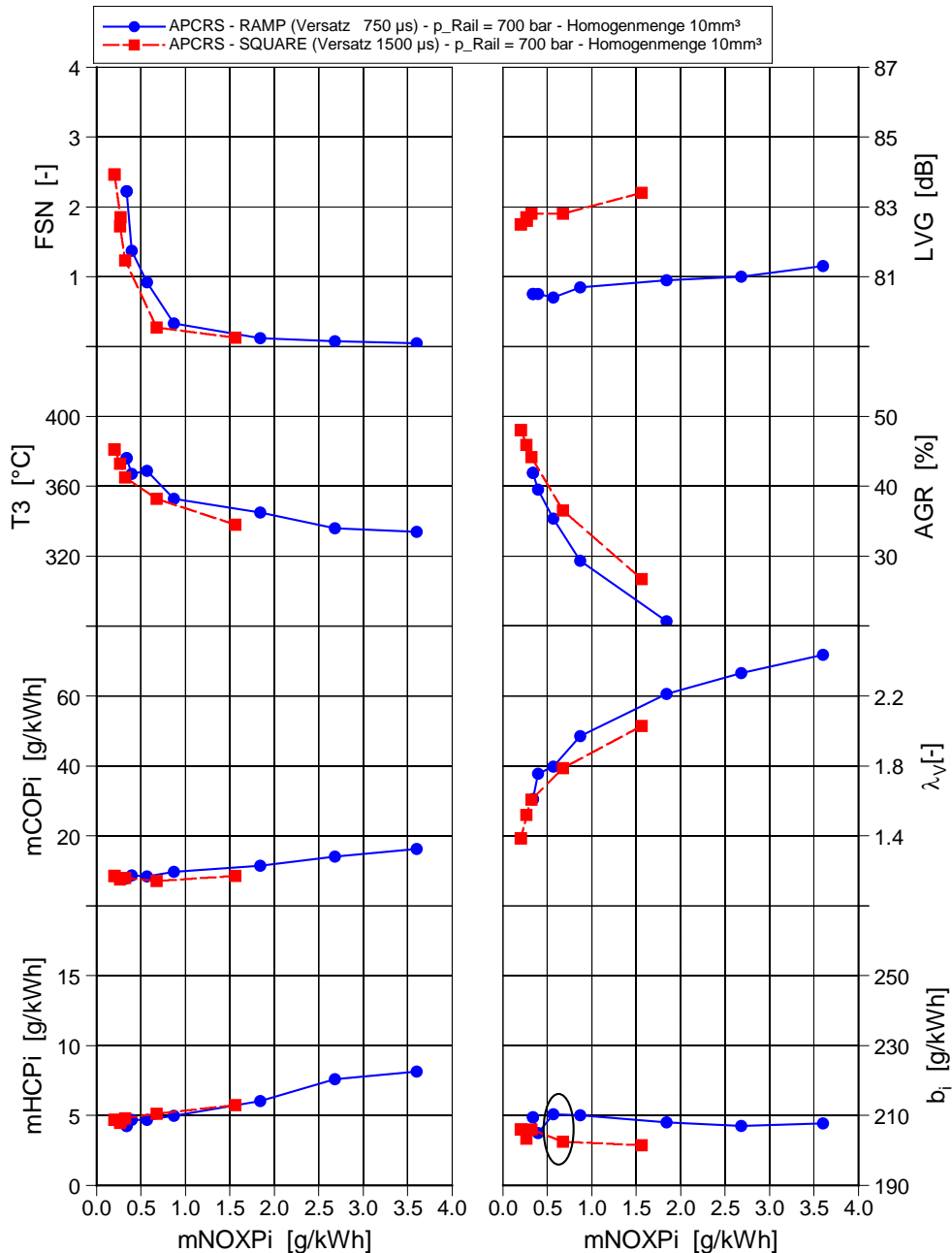


Abbildung 6-16: CHHC 2000 min<sup>-1</sup> / 19 mm<sup>3</sup>, Einfluss des Einspritzverlaufs

Wie in Kapitel 6.3.2 beschrieben, ist die Messung des Nadelhubs von der Verformung des Injektors unter Druck überlagert. Es können damit keine Absolutwerte angegeben werden. Die Zeitpunkte des Nadelöffnens und -schließens sind jedoch zu erkennen.

Der Brennverlauf zeigt keine Unterschiede für die in beiden Fällen gleich eingebrachte und gleich große Homogenmenge. Die Umsetzungen der Heterogenmenge unterscheiden sich. Durch die schärfere Einspritzrate beim square-förmigen Verlauf ergibt sich trotz des etwas kleineren Zündverzugs eine schnellere Umsetzung des Kraftstoffs. Beim ramp-förmigen Verlauf ist das Maximum der Energiefreisetzung niedriger. Zusätzlich ist bei 23 °KW n. OT ein Peak im Brennverlauf zu erkennen, der auf ein weiteres Nadelöffnen hinweisen könnte. Der Injektor wurde zu dem Zeitpunkt nicht elektrisch angesteuert. Vermutlich ist aber die

Auslegung von Öffnungs- und Schließgeschwindigkeit der Düsenadel noch nicht ausreichend an den hohen Leitungsdruck angepasst. Die Nadel scheint zu prellen. Weitere Indizien für ein Nadelöffnen sind die Schwingungen in den Verläufen von Nadelhub und Leitungsdruck. Die Signale sind jedoch von starkem Rauschen überlagert, so dass sie die Vermutung nicht eindeutig belegen können.

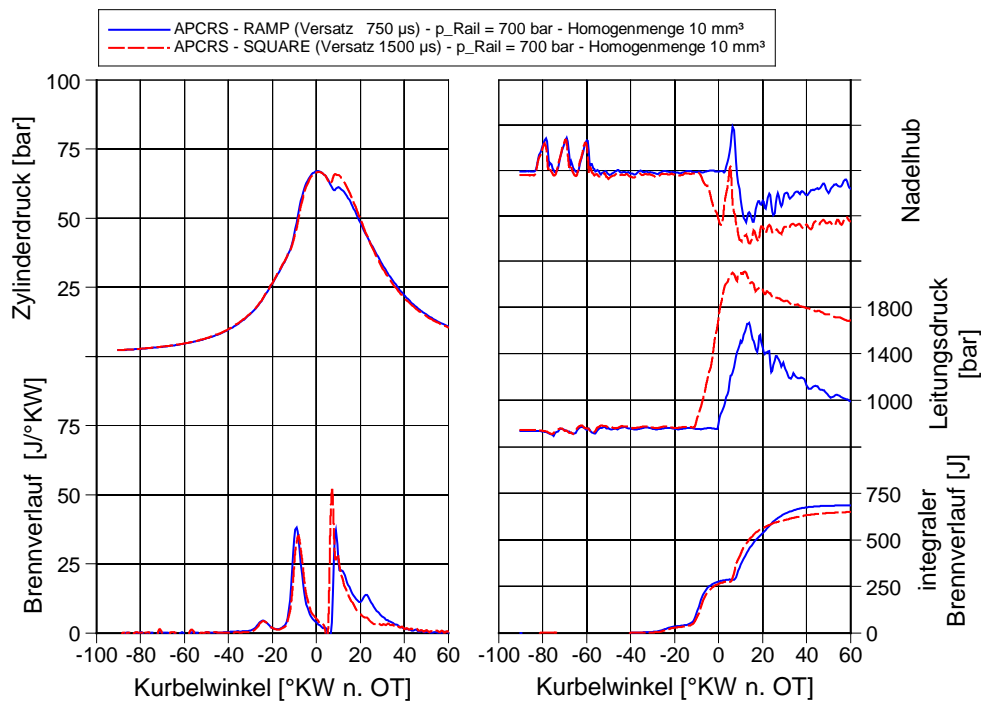


Abbildung 6-17: Brennvorgang bei ca. 0,5 g/kWh  $\text{NO}_x$  zu Abbildung 6-16

Das niedrigere Maximum des Brennverlaufs korreliert zum geringen Verbrennungsgeräusch. Ein schnellerer Umsatz mit einem größeren Maximum führt zu einem größeren Pegel. Der stärker ausgeprägte Peak bei der square-förmigen Einspritzrate beeinflusst auch die Lage der Umsetzung positiv. Die schnellere Umsetzung, kürzer nach OT, erzeugt einen besseren indizierten Verbrauch, obwohl der Summenbrennverlauf zum Ende der Verbrennung leicht niedriger liegt, also weniger Kraftstoff umgesetzt ist.

Um zu klären, ob die Verlaufsformung eine einfachere Einspritzstrategie erlaubt, wird ein Vergleich von einer dreifach getakteten Voreinspritzung zu einer zweifach getakteten bei gleicher Homogenmenge durchgeführt. Das Ergebnis ist in Abbildung 6-18 dargestellt. Die AGR-Variationen sind auf den gleichen Ruß- $\text{NO}_x$ -Trade Off gefahren.

Der Vergleich in Abbildung 6-18 zeigt besonders im Bereich kleiner  $\text{NO}_x$ -Emissionen nur geringe Unterschiede. Bei allen Emissionen und beim Verbrennungsgeräusch liefert die Dreifach-Taktung leicht bessere Ergebnisse als die Zweifach-Taktung.

Der Brennverlauf in Abbildung 6-19 zeigt eine nahezu identische cool-flame Verbrennung. Die hot-flame Umsetzung der Homogenmenge zeigt eine stärkere Energiefreisetzung, wenn diese in drei Pulsen eingebracht wird.

Der Unterschied in der hot-flame Verbrennung lässt auf eine bessere Aufbereitung der Homogenmenge schließen. Die Aufteilung in kleinere Einzelpulse ermöglicht eine bessere Verteilung und Mischung mit der Luft. Dadurch kann die Umsetzung schneller erfolgen. Wie auch in Abbildung 6-17 zeigen die Brennverläufe Indizien für ein Prellen und erneutes Öffnen der Nadel nach der Haupteinspritzung.

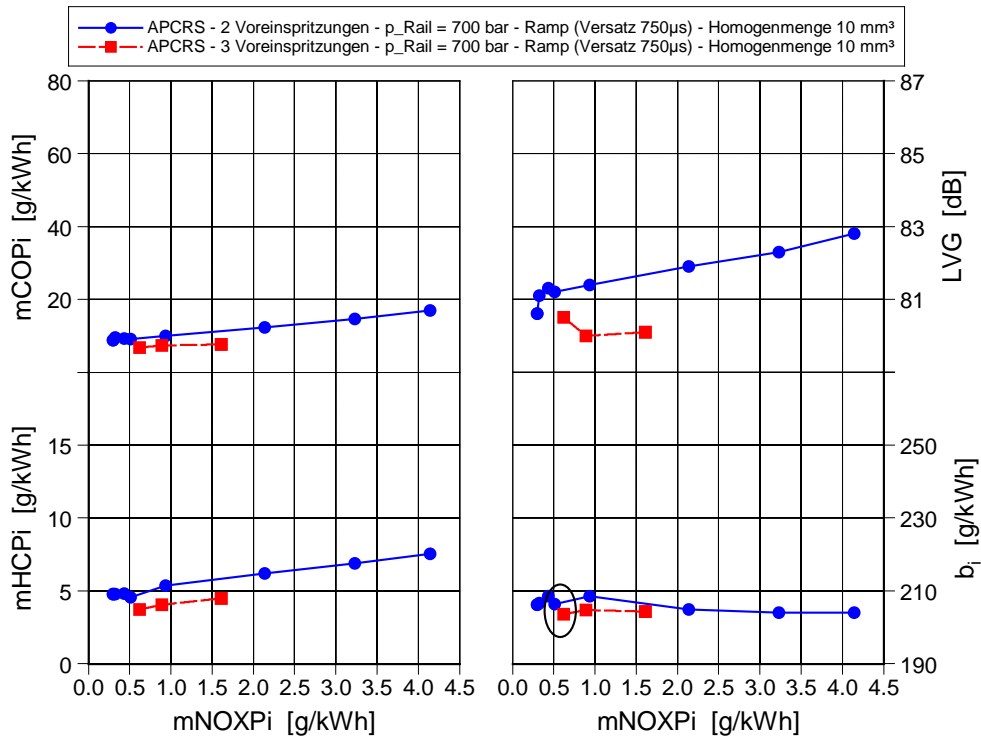


Abbildung 6-18: CHHC 2000 min<sup>-1</sup> / 19 mm<sup>3</sup>, Anzahl der Voreinspritzungen

Für die weiteren Untersuchungen in dieser Arbeit wird wegen der leichten Vorteile das Einspritzprofil mit drei Voreinspritzungen für die Homogenmenge beibehalten.

Durch die Möglichkeit, die Haupteinspritzung mit einem anderen Druck einzubringen als die Voreinspritzungen, kann auch die Aufteilung der Gesamtmenge in Homogen- und Heterogenmenge angepasst werden. Während sich am Einzylinder-Aggregat mit Serien-einspritzsystem eine Homogenmenge von 14 mm<sup>3</sup> als optimal herausstellt, zeigt Abbildung 6-20 die Ergebnisse mit verschiedenen Homogenmengen mit dem APCRS. Dabei wird ein Raildruck von 700 bar benutzt. Der Druckverstärker hat hier einen Versatz von 750 µs für einen ramp-förmigen Einspritzverlauf. Wie oben erklärt, ist das nicht das Verbrauchsoptimum. Für den Vergleich der verschiedenen Homogenmengen, die immer vor der Druckverstärkung eingespritzt werden, bleibt das jedoch unerheblich.

Es ist gut zu erkennen, dass mit dem APCRS kleinere Homogenmengen als beim Serien-einspritzsystem (Optimum: 14 mm<sup>3</sup> Homogenmenge) ideal sind. Mit dem APCRS ist der Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade Off für die große Homogenmenge schlechter als für die Homogenmengen 10 mm<sup>3</sup> und 8 mm<sup>3</sup>. Die große Homogenmenge reagiert nicht gut und kann auch mit der Haupteinspritzung nicht komplett umgesetzt werden. Die HC-Emissionen sind etwa doppelt so hoch wie bei den kleineren Homogenmengen.

Die Abgastemperatur steigt mit wachsender Heterogenmenge – also mit sinkender Homogenmenge. Das wird durch den größeren Umsatzanteil nach OT verursacht, der auch ein späteres Brennende bewirkt, was der Brennverlauf in Abbildung 6-21 zeigt. Zusätzlich ist im integralen Brennverlauf bei der größten Homogenmenge ein geringeres Maximum als bei den kleineren Homogenmengen zu erkennen. Einen Teil des Unterschiedes erklären die höheren HC-Emissionen. Zusätzlich bestätigt die Rückrechnung der Kraftstoffmenge aus der gemessenen Luftmasse und dem aus den Abgaskomponenten bestimmten Luftverhältnis, dass trotz gleicher Anzeige der Kraftstoffwaage die Gesamtmengen nicht gleich sind. Bei der Messung mit 14 mm<sup>3</sup> Homogenmenge ist danach die Gesamtmenge etwa 1 mm<sup>3</sup> niedriger.

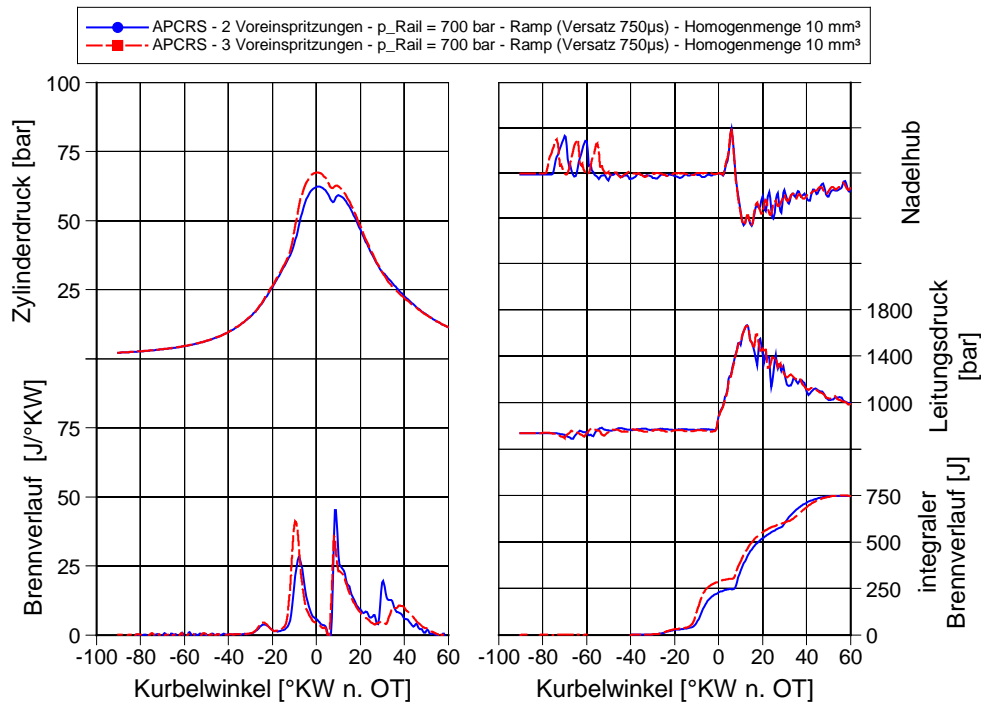


Abbildung 6-19: Brennverlauf bei ca. 0,5 g/kWh NO<sub>x</sub> zu Abbildung 6-18

Der spezifische Verbrauch sinkt mit steigender Heterogenmenge. Das liegt an den damit sinkenden HC-Emissionen und der Umsatzzlage, welche mit großen Homogenmengen einen großen Anteil vor OT besitzt und damit mehr Wandwärme abführt. Die höhere abgeführte Abgasenthalpie wird damit überkompensiert.

Die Umsetzung der großen Homogenmenge erzeugt ein starkes Verbrennungsgeräusch. Ursache hierfür zeigt Abbildung 6-21 als die große und plötzliche Umsetzung der Homogenmenge.

Das Verbrennungsgeräusch mit einer Homogenmenge von 8 mm<sup>3</sup> liegt generell oberhalb der Kurve für 10 mm<sup>3</sup>. Erst im Bereich sehr kleiner NO<sub>x</sub>-Emissionen nähern sich die Kurven an. Hier ist die Begründung für das stärkere Geräusch nicht in der Umsetzung der Voreinspritzmenge zu suchen. Diese ist kleiner und erzeugt daher weniger hohe Umsatzmaxima. Stattdessen ist die Hauptmenge größer und erzeugt mit einer sehr scharfen Einspritzrate und einem Kraftstoffdruck von über 1600 bar ein erhöhtes Geräusch.

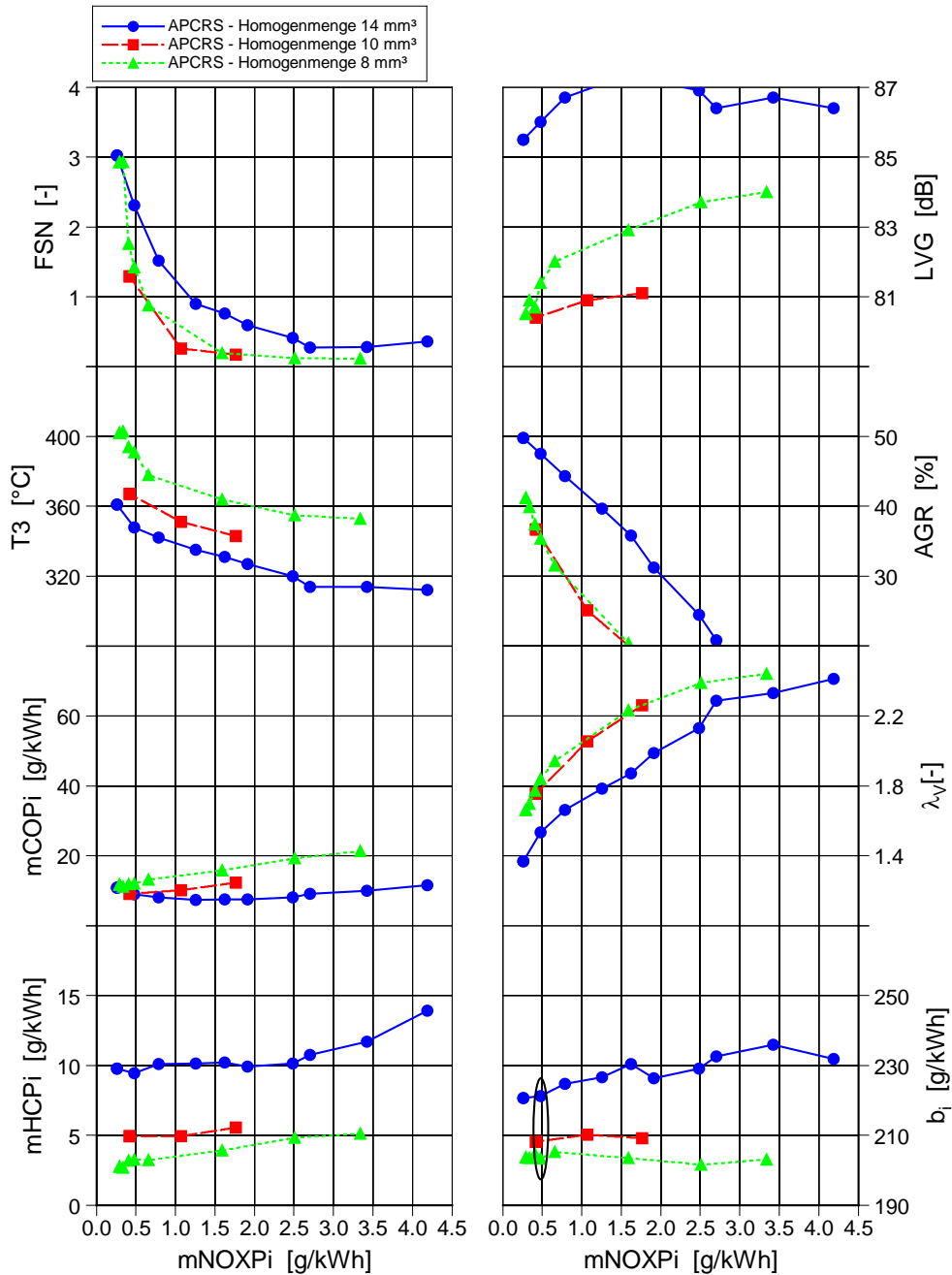


Abbildung 6-20: CHHC 2000 min<sup>-1</sup> / 19 mm<sup>3</sup>, Homogenmenge

Die Brennverläufe in Abbildung 6-21 zeigen die jeweiligen Anteile der homogenen und der heterogenen Umsetzung. Die Verläufe sind berechnet für die Betriebspunkte mit Stickoxidemissionen von 0,5 g/kWh. Während die cool-flame Umsetzung unabhängig von der eingebrachten Homogenmenge ist, zeigt der zweite Umsatz einen direkten Zusammenhang. Je größer die Homogenmenge ist, desto stärker ist der maximale Umsatz und desto schneller verläuft die Reaktion.

Die Umsetzung der Heterogenmenge zeigt ebenfalls den Mengeneinfluss auf. Mit kleinerer Homogenmenge wächst die Heterogenmenge. Mit der Heterogenmenge wächst auch der maximale Umsatz. Die Geschwindigkeit der Umsetzung hängt jedoch nicht von der Menge ab.



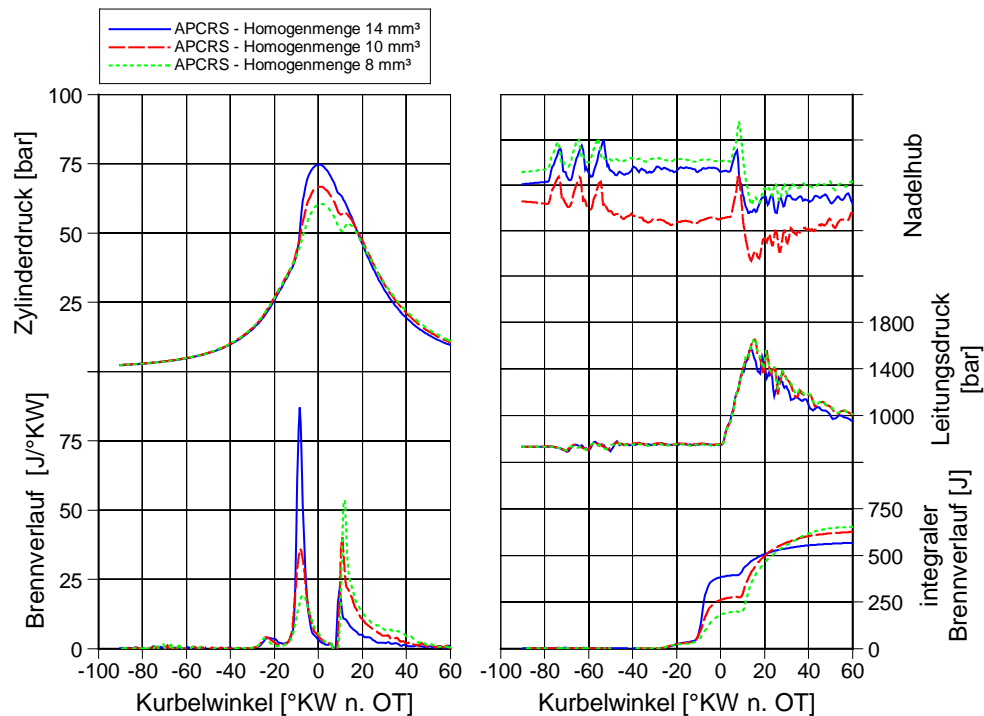


Abbildung 6-21: Brennvorgang bei ca. 0,5 g/kWh  $\text{NO}_x$  zu Abbildung 6-20

Die Verbrennungen starten gleich schnell. Die Umsetzung einer größeren Menge benötigt aber mehr Zeit. Wird die gesamte Umsetzung von Homogen- und Heterogenmenge betrachtet, so zeigt sich ein Zusammenhang zum Geräusch. Der maximale Umsatz bei einer Homogenmenge von 8 mm<sup>3</sup> ist größer als der bei 10 mm<sup>3</sup>, aber deutlich kleiner als bei 14 mm<sup>3</sup> Homogenmenge. Genauso verhalten sich die Niveaus des Verbrennungsgeräusches. Abbildung 6-22 stellt dem Brennvorgang den Druckgradienten im Zylinder gegenüber.

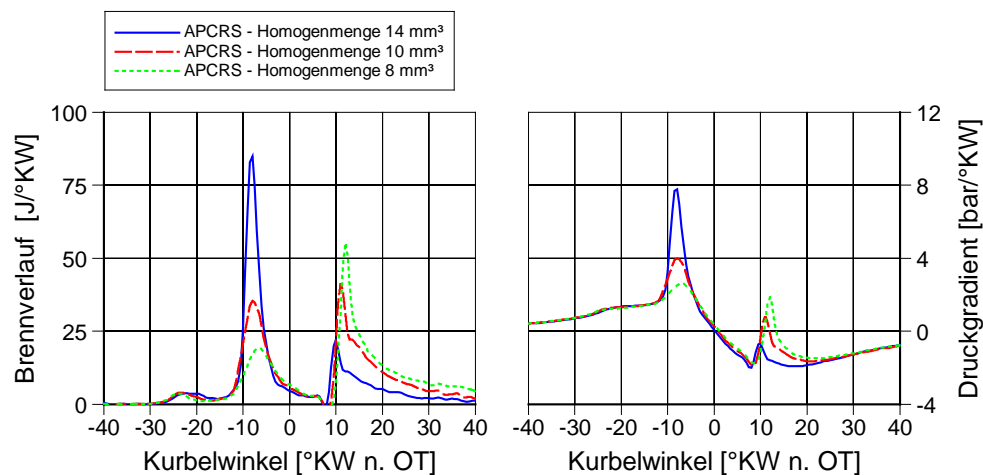


Abbildung 6-22: Brennvorgang und Druckanstieg

Der maximale Druckgradient liegt immer an der Stelle des größten Umsatzes der hot-flame Umsetzung der Homogenmenge. Hier fallen Kompression und Verbrennung zusammen. Die Umsetzung der Heterogenmenge findet erst während der Expansion statt. Dadurch ist der Druckanstieg kleiner – bei besonders kleiner Heterogenmenge bleibt der Gradient sogar

negativ. Der Vorteil im Geräusch von 10 mm<sup>3</sup> Homogenmenge gegenüber 8 mm<sup>3</sup> ist nur durch Betrachtung der Maxima der Brennverläufe nachvollziehbar.

Für den untersuchten Betriebspunkt 2000 min<sup>-1</sup> und 19 mm<sup>3</sup> lässt sich nach den Anpassungen ein Vergleich zum CHHC-Betrieb mit dem konventionellen Einspritzsystem ziehen. Dieser Vergleich ist in Abbildung 6-23 dargestellt.

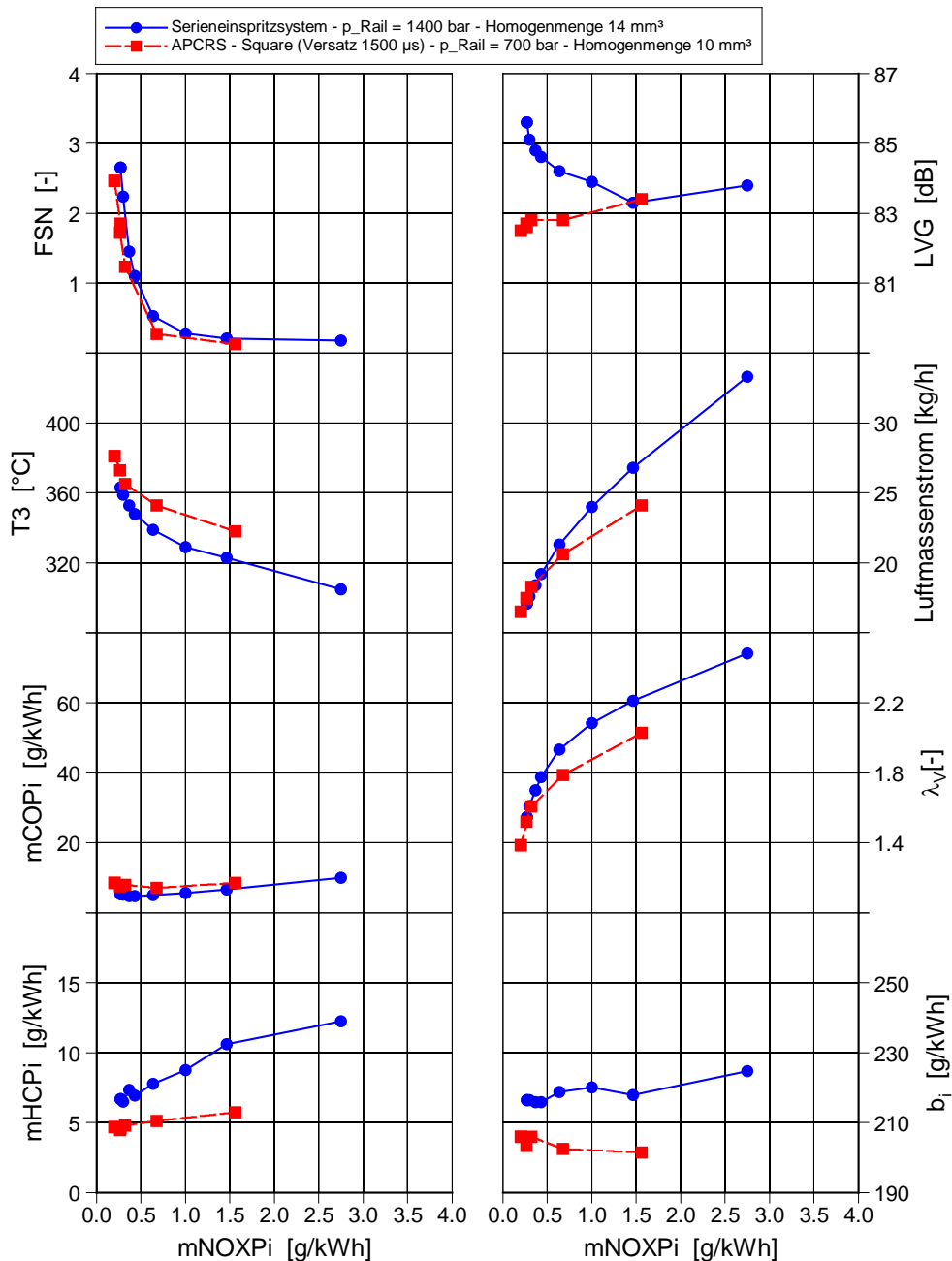


Abbildung 6-23: CHHC 2000 min<sup>-1</sup> / 19 mm<sup>3</sup>, Endergebnis APCRS

Im CHHC-Verfahren ist mit dem APCRS ein großer Schritt gegenüber dem Seriensystem gelungen. Bei gleichem Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade Off sind der Verbrauch und die HC-Emissionen mit Druckmodulation deutlich niedriger. Auch das Geräusch ist im Zielbereich unter dem beim Seriensystem.

Das Serieneinspritzsystem und das APCRS benötigen stark unterschiedliche Einstellungen für den jeweiligen Bestpunkt. Es muss jeweils ein Kompromiss gefunden werden aus

- Kraftstoff-Wandanlagerung bei zu großer Homogenmenge
- Dauer der Diffusionsverbrennung bei zu großer Heterogenmenge

Das Seriensystem muss den gleichen Einspritzdruck für Heterogenmenge und Homogenmenge benutzen. Um mit der Verbrennung der Heterogenmenge möglichst wenig Ruß- und NO<sub>x</sub>-Emissionen zu erzeugen, muss zusätzlich zu einem hohen Einspritzdruck auch die Heterogenmenge recht klein sein. Als Optimum ergibt sich hier eine Aufteilung der 19 mm<sup>3</sup> Kraftstoff in 14 mm<sup>3</sup> Homogenmenge und 5 mm<sup>3</sup> Heterogenmenge.

Das APCRS kann die Eindringtiefe der Homogenmenge durch einen kleineren Druck reduzieren. Gleichzeitig kann die Umsetzung der Heterogenmenge durch einen besonders hohen Druck verkürzt werden. Die Druckmodulation liefert bei einem square-förmigen Verlauf bis über 2100 bar. Dadurch zeigt sich ein Vorteil in den Emissionen, wenn die Homogenmenge nur 10 mm<sup>3</sup> der 19 mm<sup>3</sup> ausmacht.

Die unverbrannten Kohlenwasserstoffe im Abgas können mit dem APCRS gegenüber dem Serieneinspritzsystem abgesenkt werden. Die Absenkung um etwa 30 % im Bereich kleiner Stickoxidemissionen erklärt sich durch die Maßnahmen zur Vermeidung von Kraftstoff-Wandanlagerung. Die Modulation des Einspritzdrucks reduziert die Eindringtiefe der Homogenmenge.

Beim Vergleich mit dem Serieneinspritzsystem muss beachtet werden, dass dieses nicht an demselben Aggregat, aber an einem gleichzeitig aufgebauten, baugleichen Aggregat ermittelt wurde. Kleine Unterschiede im Drall führen zu einer unterschiedlichen Füllung bei gleicher AGR-Rate. Die geometrisch bestimmte Verdichtung unterscheidet sich um weniger als 0,5. Weiterhin benutzt das Serieneinspritzsystem eine Düse mit 120 ° Spritzwinkel und HD 420, während der Injektor des APCRS einen HD von 380 bei gleichem Spritzwinkel besitzt. Aufgrund des höheren erreichbaren Einspritzdruckes ist die Volllast dadurch aber nicht beeinträchtigt. Wie Gl. 6-9 zeigt, liefert Bernoulli sogar eine um knapp 2 % größere maximale Rate bei HD 380 und 2000 bar als bei HD 420 und 1600 bar Druck.

$$\begin{aligned} \frac{\text{Rate}_{APCRS}}{\text{Rate}_{Serie}} &= \frac{A_{APCRS}}{A_{Serie}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{APCRS}}{\Delta p_{Serie}}} \\ &= \frac{HD_{APCRS}}{\sqrt{\frac{2 \cdot 100 \text{ bar}}{\rho}}} \cdot \frac{\sqrt{\frac{2 \cdot 100 \text{ bar}}{\rho}}}{HD_{Serie}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{APCRS}}{\Delta p_{Serie}}} = \frac{380}{420} \cdot \sqrt{\frac{1900}{1500}} = 1,02 \end{aligned} \quad \text{Gl. 6-9}$$

für 100 bar Brennraumdruck

Das APCRS hat gegenüber dem konventionellen Einspritzsystem einen noch nicht bewerteten Nachteil. Für die Einspritzung wird ein Magnetventil-Injektor benutzt. Dieser hat deutlich größere bewegte Massen als der Piezo-Injektor. Dadurch reagiert er träger –

insbesondere beim Nadelschließen. Die Auswirkung auf die Emission beim APCRS sollen aber noch genauer betrachtet werden. Dazu wird dasselbe Einzylinder-Aggregat zunächst mit dem Serieneinspritzsystem und dann mit dem APCRS betrieben. Die Ergebnisse zeigt Abbildung 6-24.

Die Darstellung des Injektorvergleichs bei konventioneller Verbrennung zeigt zwei Kurven, die unter exakt gleichen Randbedingungen und an demselben Einzylinder-Aggregat aufgenommen wurden. Die Randbedingungen stammen dabei vom konventionellen Brennverfahren:

- eine Voreinspritzung mit  $1,5 \text{ mm}^3$
- gesamte Einspritzmenge  $19 \text{ mm}^3$
- Pause zwischen Vor- und Haupteinspritzung  $800 \mu\text{s}$
- $660 \text{ bar}$  Einspritzdruck für alle Einspritzungen
- gleicher Kolben mit einer Verdichtung von 18
- Ansteuerung der Drallklappe mit gleichem Tastverhältnis
- gleicher Ladedruck und gleicher Abgasgedruck

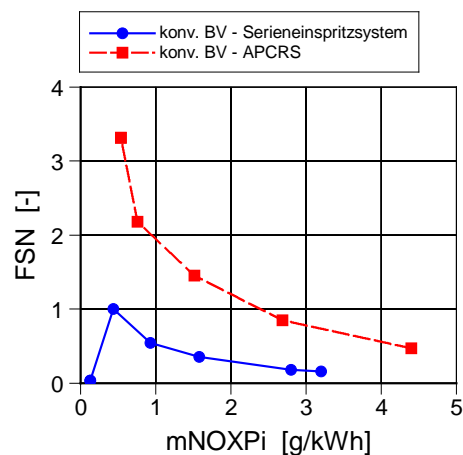


Abbildung 6-24:  $2000 \text{ min}^{-1} / 19 \text{ mm}^3$ , Vergleich Piezo-Injektor und APCRS-Injektor

Der einzige Unterschied ist das Einspritzsystem. Da der gewünschte Kraftstoffdruck auch am APCRS ohne Druckverstärker erreicht werden kann, bleibt der Druckverstärker unbenutzt. So können die Unterschiede allein auf den Injektor zurückgeführt werden.

Die Schwärzung des Abgases ist mit dem Magnetventil-Injektor mehr als dreimal so stark. Die Gemischbildung im Brennraum muss durch die andere Öffnungs- und Schließcharakteristik des Magnetventil-Injektors stark beeinträchtigt sein. Daher ist die Einstellung von Verbrauch und Ruß- $\text{NO}_x$ -Trade Off mit diesem Injektor im CHHC-Verfahren eine starke Bestätigung der Nützlichkeit der Druckmodulation.

Der für die Abgastests wichtige NEFZ enthält auch höherlastige Betriebspunkte. Die Eignung des APCRS für CHHC-Betrieb in einem solchen Punkt wird überprüft bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  und  $27 \text{ mm}^3$ . Wie im zuvor untersuchten Betriebspunkt werden auch hier die Homogenmenge und der Einspritzverlauf optimiert. Beide Einflüsse zeigen die drei Kurven in Abbildung 6-25. Zwei Kurven sind mit dem gleichen Versatz des Druckverstärkers und unterschiedlicher

Homogenmenge aufgenommen. Der Vergleich der ersten zur dritten zeigt den Einfluss der Rate.

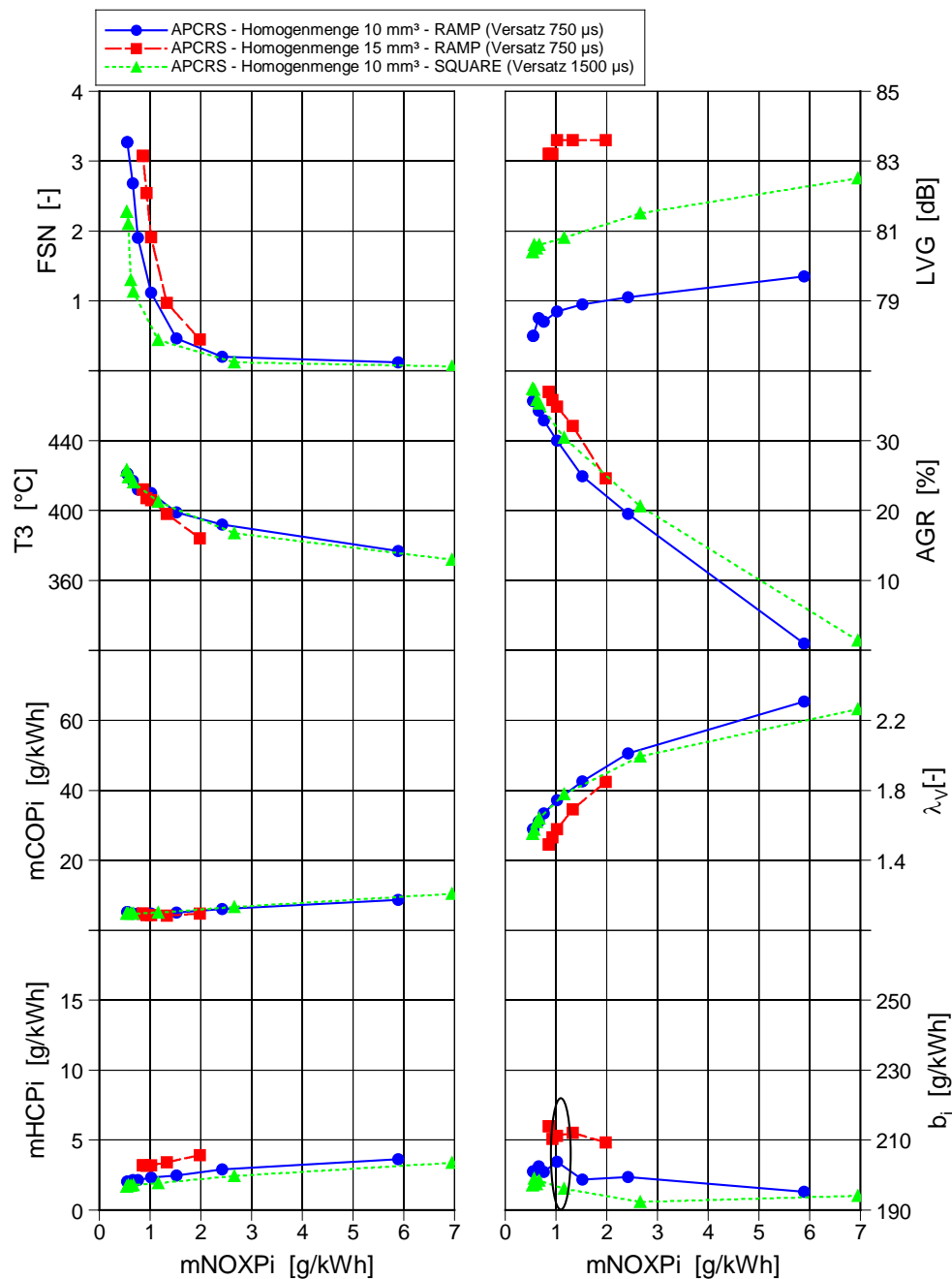


Abbildung 6-25: CHHC 2000 min<sup>-1</sup> / 27 mm<sup>3</sup>, Anpassung Homogenmenge und Rate

Die Erhöhung der Homogenmenge erhöht das Verbrennungsgeräusch um über 4 dB und damit signifikant. Die Maxima der Brennverläufe in Abbildung 6-26 verhalten sich erneut wie die Geräuschpegel. Die größere Homogenmenge erzeugt einen höheren Peak im Brennverlauf und einen größeren Geräusch-Pegel.

Der Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade Off wird etwas schlechter als mit der kleineren Homogenmenge. Während die CO-Emissionen gleich bleiben, verschlechtern sich die HC-Emissionen und der spezifische Verbrauch. Ein Einfluss auf die Abgastemperatur ist deutlich kleiner als bei der

zuvor untersuchten Gesamtmenge von  $19 \text{ mm}^3$ . Die Brennverläufe zeigen ein gleiches Auslaufen der Umsetzung der Heterogenmenge. Anders als im Betriebspunkt  $2000 \text{ min}^{-1}$  und  $19 \text{ mm}^3$  ist das Brennende nahezu gleich. Die Heterogenmengen sind hier immer deutlich größer als im zuvor betrachteten Betriebspunkt. Die Umsetzung einer größeren Menge erzeugt hier zwar einen höheren Peak, aber keine veränderte Brenndauer.

Der Vergleich der verschiedenen Ansteuerungen des Druckverstärkers bei gleicher Homogenmenge zeigt, dass auch der größere Versatz für die Ansteuerung des Druckverstärkers das Geräusch erhöht. Die Erhöhung fällt jedoch nur etwa halb so groß aus wie bei erhöhter Homogenmenge. Auch hier korreliert der Pegel des Verbrennungsgeräuschs mit dem Maximum des Brennverlaufs.

Der Einfluss der square-förmigen Einspritzrate auf den Ruß- $\text{NO}_x$ -Trade Off und auf die HC-Emissionen ist positiv. Der Trade Off liegt unter dem des ramp-förmigen Verlaufs. Zusätzlich ist auch der spezifische Verbrauch mit der scharfen Rate leicht niedriger. Der Summenbrennverlauf zeigt eine etwas größere freigesetzte Energie. Damit besitzt der Betriebspunkt  $2000 \text{ min}^{-1}$  und  $27 \text{ mm}^3$  die gleichen optimalen Parameter wie der bei  $19 \text{ mm}^3$ .

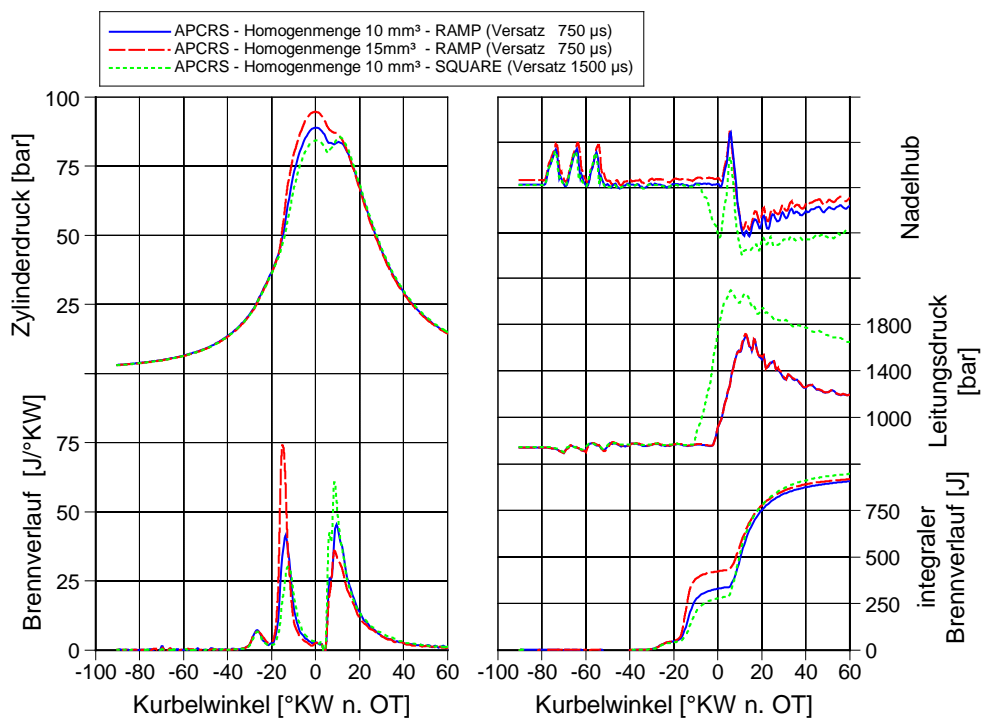


Abbildung 6-26: Brennvorgang bei ca.  $1 \text{ g/kWh NO}_x$  zu Abbildung 6-25

Abbildung 6-27 zeigt den Vergleich von konventionellem Einspritzsystem und dem APCRS im CHHC-Betrieb bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  und  $27 \text{ mm}^3$  mit jeweils optimierten Parametern. Der hier betrachtete Betriebspunkt ist bei beiden Einspritzsystemen mit der Kolbenmulde für Wandführung und mit einer reduzierten Verdichtung gefahren. Mit dem Serien-einspritzsystem ist die eingebrachte Kraftstoffmenge jedoch etwas größer als die  $27 \text{ mm}^3$  bei APCRS. Zu erkennen ist die unterschiedliche Kraftstoffmenge an dem größeren Luftmassenstrom und dem trotzdem kleineren Verbrennungsluftverhältnis beim Serien-

einspritzsystem. Durch die Darstellung von gewichteten Größen (g/kWh) ist ein Vergleich dennoch möglich.

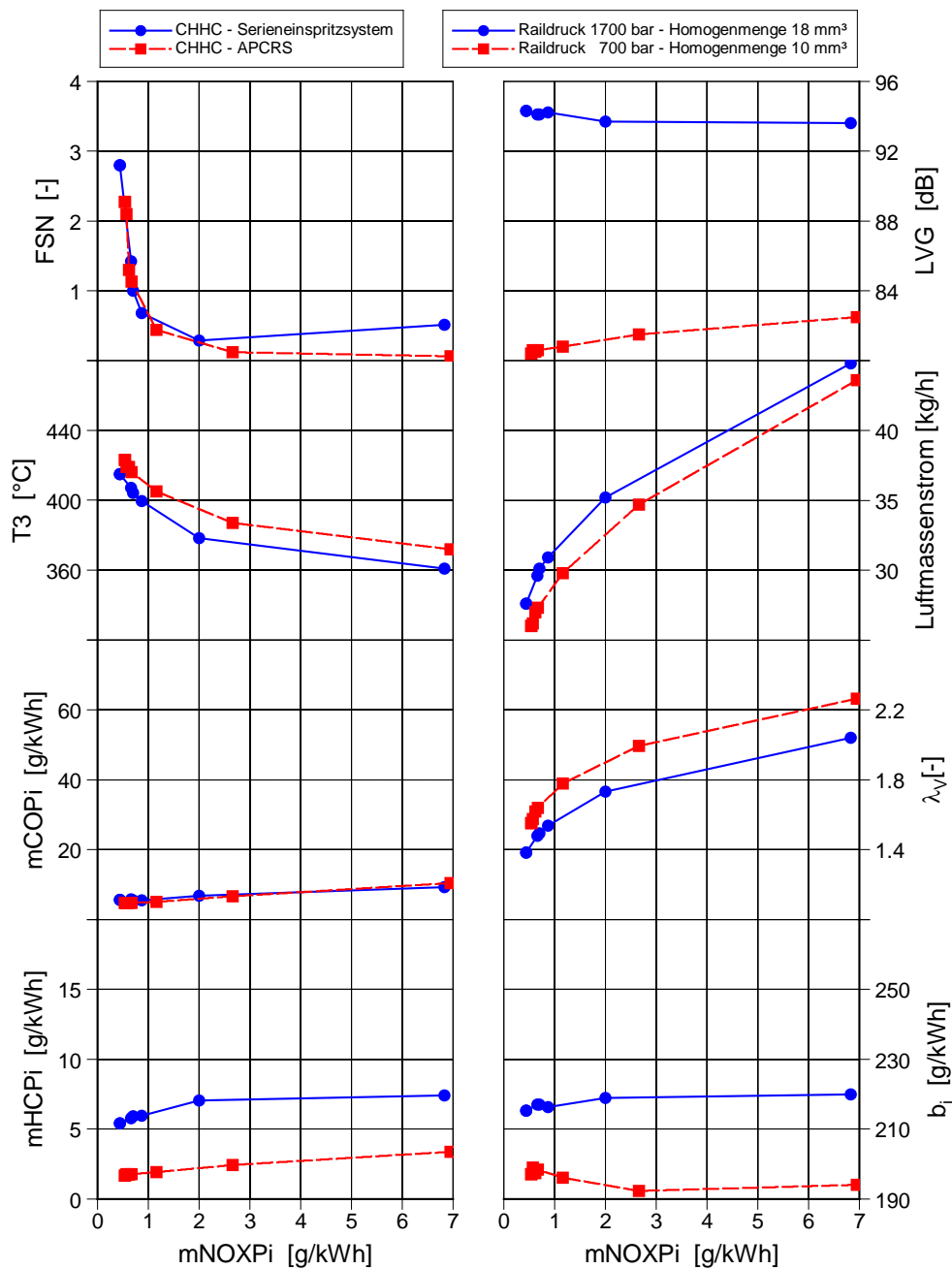


Abbildung 6-27: CHHC 2000 min<sup>-1</sup> / 27 mm<sup>3</sup>, Endergebnis APCRS

Der Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade Off ist beim Seriensystem und beim APCRS gleich. Aus der Abbildung geht trotzdem hervor, dass bei der Darstellung dieses Betriebspunktes das Standard-System an seine Grenzen stößt. Mit 1700 bar wird ein sehr hoher Raildruck benötigt. Dieser liegt über dem Auslegungswert von 1600 bar und kann nur im Rahmen von Prinzipuntersuchungen benutzt werden. Zur Erreichung des Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade Offs ist eine Homogenmenge von 18 mm<sup>3</sup> notwendig. Diese große Menge führt bei der homogenen Umsetzung zu einem Verbrennungsgeräusch deutlich über dem Niveau des konventionellen Brennverfahrens (85-86 dB). Zusätzlich sind die HC-Emissionen stark erhöht. Die Homogenmenge

muss bei dem Serieneinspritzsystem mit dem gleichen Druck eingespritzt werden wie die Heterogenmenge. Deshalb ist der Druck hier sehr hoch. Die HC-Emissionen zeigen einen dadurch stark erhöhten Kraftstoff-Wandkontakt. In Addition mit dem großen Umsatz vor OT führt das zu einem Verbrauch, der etwa 10 % über dem mit APCRS liegt.

Mit Hilfe der Druckmodulation lässt sich der CHHC-Betrieb in diesem Kennfeldpunkt deutlich verbessern. Die Druckmodulation benutzt mit  $10 \text{ mm}^3$  eine deutlich kleinere Homogenmenge als das Seriensystem. Dadurch bleibt das Geräusch auf einem Level deutlich unter dem Serienniveau. Wenn in Zukunft Hardware hergestellt wird, die für noch höheren Druck konzipiert ist, kann mit der Anhebung des Raildrucks auf Kosten des sehr guten Geräuschs eine weitere Emissionsverbesserung erzielt werden.

Wie beim Betriebspunkt  $2000 \text{ min}^{-1}$  und  $19 \text{ mm}^3$  muss auch hier auf den Nachteil durch den Magnetventil-Injektor für das APCRS hingewiesen werden. Mit dem in Abbildung 6-28 gezeigten Unterschied ist der theoretische Vorteil durch das APCRS noch größer.

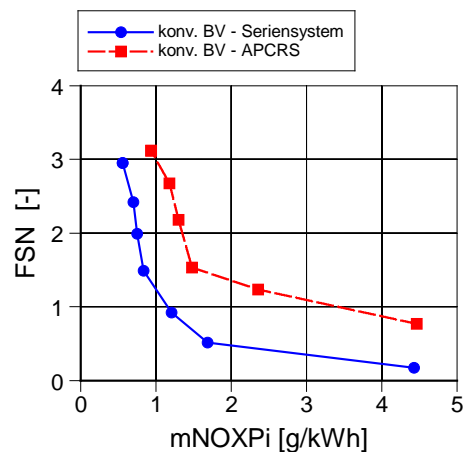


Abbildung 6-28:  $2000 \text{ min}^{-1}$  /  $19 \text{ mm}^3$ , Vergleich Piezo-Injektor und APCRS-Injektor

Da der für die Untersuchungen in dieser Arbeit verwendete Prototyp zur Druckmodulation nur eine kurze Lebensdauer besitzt, können weitere Kennfeldpunkte nicht mehr untersucht werden. Trotzdem ist mit den vorliegenden Messungen eine Bewertung des Potenzials dieses Prinzips möglich.

Im CHHC-Betrieb lässt sich das Potenzial der Druckmodulation gegenüber dem Serieneinspritzsystem bei gleichem  $\text{NO}_x$  zusammenfassen als

- Senkung des indizierten Verbrauchs
  - o um ca. 6 % im Betriebspunkt  $2000 \text{ min}^{-1}$  und  $19 \text{ mm}^3$
  - o um ca. 10 % im Betriebspunkt  $2000 \text{ min}^{-1}$  und  $27 \text{ mm}^3$
- Senkung des Verbrennungsgeräuschs
  - o um 2 dB im Betriebspunkt  $2000 \text{ min}^{-1}$  und  $19 \text{ mm}^3$
  - o um 14 dB im Betriebspunkt  $2000 \text{ min}^{-1}$  und  $27 \text{ mm}^3$
- Senkung der HC-Emissionen
  - o um 31 % im Betriebspunkt  $2000 \text{ min}^{-1}$  und  $19 \text{ mm}^3$
  - o um 69 % im Betriebspunkt  $2000 \text{ min}^{-1}$  und  $27 \text{ mm}^3$
- Senkung der Schwärzung (FSN) um 18 % im Betriebspunkt  $2000 \text{ min}^{-1}$  und  $19 \text{ mm}^3$



#### 6.4 Fazit

In Kapitel 6 wird der Vorteil eines für CHHC optimierten Einspritzsystems mit Hilfe von Untersuchungen an einem Einzylinder-Aggregat verifiziert. Dazu werden Motorergebnisse mit konventionellem Einspritzsystem denen mit dem optimierten System gegenübergestellt.

Mit beiden Einspritzsystemen ist die Vermeidung von Kraftstoff-Wandkontakt ein Schlüssel zur Verbesserung von Emissionen und Verbrauch. Um die Randbedingungen für CHHC zu optimieren, wird zunächst der Spritzwinkel verringert. Dadurch entsteht eine größere freie Weglänge der Einspritzstrahlen der gepulst eingebrachten Homogenmenge. An die Veränderung der Düsengeometrie wird der Brennraum angepasst. Verschiedene Muldenformen werden mit Hilfe von Simulationen der Zylinderinnenströmung verglichen. Dazu werden die  $\lambda$ -Verteilungen bestimmt und bewertet. Wichtig dafür ist die Interaktion der Einspritzstrahlen der Haupteinspritzung (sowohl im CHHC- als auch im konventionellen Betrieb). Deshalb betrachtet die Simulation Vollast-Betriebspunkte. Die frühen Pulse beim CHHC-Verfahren interagieren nicht mit der Mulde. Eine simulative Untersuchung des Einflusses der Muldenform auf die Homogenmenge ist daher nicht notwendig. Das Ziel ist eine Verteilung mit kleiner Varianz um den Wert des globalen Luftverhältnisses als Mittelwert. Als beste Lösung stellt sich eine Mulde heraus, welche die Kraftstoffstrahlen an der Muldenwand entlang führt. Diese wird für die Einzylinder-Untersuchungen benutzt.

Der Vergleich von konventionellem und druckmodulierendem Einspritzsystem an dem für CHHC modifizierten Brennraum zeigt große Vorteile durch die Druckmodulation. Im Betriebspunkt  $2000 \text{ min}^{-1}$  und  $19 \text{ mm}^3$  im CHHC-Verfahren ist bei gleichem Ruß- $\text{NO}_x$ -Trade Off wie beim konventionellen Einspritzsystem der Verbrauch um etwa 5 % reduziert. Zusätzlich sinken die Kohlenwasserstoffemissionen um 30 %, und das Geräusch ist im Bereich kleiner  $\text{NO}_x$ -Emissionen deutlich unter dem Verbrennungsgeräusch bei CHHC mit konventionellem Einspritzsystem.

Ein weiterer untersuchter Betriebspunkt ist  $2000 \text{ min}^{-1}$  bei  $27 \text{ mm}^3$ . Hier profitiert das CHHC-Verfahren noch deutlicher von der Druckmodulation als bei  $19 \text{ mm}^3$ . Bei gleichem Ruß- $\text{NO}_x$ -Trade Off kann der spezifische Verbrauch mit der Druckmodulation um etwa 10 % gegenüber CHHC mit dem konventionellen Einspritzsystem gesenkt werden. Die HC-Emissionen liegen fast 70 % niedriger, wenn die Druckmodulation benutzt wird. Das Verbrennungsgeräusch bleibt bei etwa 81 dB, während das konventionelle Einspritzsystem ca. 94 dB erzeugt. Dieser Betriebspunkt im CHHC-Verfahren liegt damit außerhalb der Grenzen eines sinnvollen Einsatzbereiches des konventionellen Einspritzsystems.

Die Einzylinderuntersuchungen geben ein genaues Bild der Möglichkeiten des untersuchten Einspritzsystems. Der verwendete Prototyp erzeugt den erhöhten Druck durch einen Verstärkerkolben. Dessen Bewegung wird initiiert durch das Ablassen einer Steuermenge. Diese ist aufgrund der Dimension des Kolbens deutlich größer als die Steuermenge eines Injektors. Die Bereitstellung dieser Kraftstoffmenge nach jeder Ansteuerung des Druckverstärkers fordert einen größeren Volumenstrom aus dem Tank in den Hochdruckkreislauf. Damit vergrößert sich die Fördermenge der Hochdruckpumpe ebenfalls. Aufgrund der notwendigen größeren Antriebsleistung der Hochdruckpumpe und der größeren elektrischen

Kraftstoffpumpe im Tank entsteht an einem Motor mit APCRS mehr Reibleistung als mit einem konventionellen Einspritzsystem.

Mit den Ergebnissen dieses Kapitels ist eine signifikante Verbesserung des CHHC-Betriebs durch die Druckmodulation als optimiertes Einspritzsystem nachgewiesen. Die einzelnen untersuchten Betriebspunkte werden mit besseren Ergebnissen erreicht. Dadurch kann mit Hilfe des angepassten Einspritzsystems der Betriebsbereich des CHHC-Verfahrens erweitert werden.

## 7 Ausblick

Die Untersuchungen dieser Arbeit haben den Einfluss des Einspritzsystems auf das teilhomogene Brennverfahren „CHHC“ ermittelt. Ein wichtiges Qualitätskriterium ist die Vermeidung von Kraftstoff-Wandauftrag durch eine Verringerung der Eindringtiefe der früh eingebrachten Homogenmenge.

Bei der Auswahl des angepassten Einspritzsystems sind in dieser Arbeit verschiedene Randbedingungen berücksichtigt worden. Dazu gehört die Einsetzbarkeit des gewählten Systems im gesamten Motorkennfeld. Damit wird verhindert, dass der Bauteilaufwand durch kennfeldabhängigen Einsatz verschiedener Systeme zu groß wird.

Unter diesen Bedingungen zeigt die Druckmodulation deutliche Vorteile, welche sich in Verbrauch, Geräusch und HC-Emissionen zeigen.

Der modulare Aufbau des verwendeten Druckverstärkers ermöglicht dessen Kombination mit einem anderen Injektor. Am Beispiel des konventionellen Brennverfahrens ist der positive Einfluss eines schnellen Injektors aufgezeigt. Darüber hinaus kann eine Druckmodulationseinheit mit einem Injektor mit direkter Nadelsteuerung kombiniert werden. Dieser verspricht neben der hohen Nadelgeschwindigkeit ein sehr genaues, da weniger von Druckwellen beeinflusstes Verhalten. Die Kombination eines solchen Injektors mit einem Druckmodulationssystem kann Gegenstand weiterer Untersuchungen sein

Da die Emissionen in der Teillast mit dem CHHC-Verfahren besonders stark von einem hohen Raildruck profitieren, hilft der allgemeine Trend zur Erhöhung der Druckfestigkeit des Einspritzsystems hier besonders. Während die konventionelle Verbrennung auch aus Geräuschgründen mit nur kleinem Raildruck arbeitet, hilft eine Erhöhung dem CHHC-Betrieb direkt. In Verbindung mit der Druckmodulation kann immer der höchst mögliche Einspritzdruck benutzt werden. Somit ist eine weitere Verbesserung gegenüber der konventionellen Verbrennung möglich.

Ein weiterer Schwerpunkt ist die Verbesserung der Druckmodulation im Hinblick auf den hydraulischen Wirkungsgrad. Die große Steuermenge des Druckverstärkers kann in weiteren Untersuchungen verkleinert bzw. das Konzept im Hinblick auf den Einfluss auf den effektiven spezifischen Verbrauch angepasst werden.

Die HC-Emissionen sind auch nach der deutlichen Absenkung durch die Druckmodulation noch über denen des konventionellen Brennverfahrens. Weitere Untersuchungen können bewerten, ob diese mit der einfachen und kostengünstigen Methode eines Oxidationskatalysators verbrannt werden können. Weiterhin können Kosten und Möglichkeiten der Druckmodulation denen von aufwändiger Abgasnachbehandlung gegenübergestellt werden. Damit wird eine Bewertung möglich, wie viele innermotorische Maßnahmen auch ökonomisch sinnvoll sind.

## 8 Literaturübersicht

- [1] Dec, J.: „A Conceptual Model of Di Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging“, SAE-Paper 970873, 1997
- [2] Merker, G. P.; Stiesch, G.: „Technische Verbrennung – Motorische Verbrennung“, B. G. Teubner, ISBN 3-519-06381-6
- [3] Pischinger, S.: „Verbrennungsmotoren“, Vorlesungsumdruck, 19. Auflage, 1998
- [4] Bargende, M.: „Verbrennungsmotoren“, Vorlesungsumdruck, 2003/2004
- [5] Zeldovic, Y.: „The oxidation of nitrogen in combustion and explosions“, Acta Physicochimica, Vol. 21, UdSSR, 1946
- [6] Heywood, J.: „Internal Combustion Engine Fundamentals“, McGraw-Hill Science, 1988
- [7] Fenimore, C.: „Studies of fuel nitrogen in rich flames“, 17. Symposium on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, 1979
- [8] Kamimoto, T.; Bae, M.: „High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engines“, SAE-Paper 880423, 1988
- [9] Onishi, S.; Hong, S.: „Active Thermo Atmospheric Combustion (ATAC), A new combustion process for IC engines“, SAE-Paper 790501, 1979
- [10] Ishibashi, Y.: „Improving exhaust emissions of 2 stroke engines by applying the Activated Radical Combustion“, SAE-Paper 960742, 1996
- [11] Najt, P.; Foster, D.: „Compression Ignited Homogeneous Charge Combustion“, SAE-Paper 830264, 1983
- [12] Thring, R.: „Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines“, SAE-Paper 890268, 1989
- [13] Suzuki, H.; Koike, N.; Osaka, M.: „Combustion Control Method of Homogeneous Charge Diesel Engines“, SAE-Paper 980509, 1998
- [14] Suzuki, H.; Koike, N.; Odaka, M.; Ishii, H.: „Search for Optimizing Control Method of Homogeneous Charge Diesel Combustion“, SAE-Paper 1999-01-0184, 1999
- [15] Takeda, Y., Nakagome, K.; Niimura, K.: „Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion with extremely Early Staged Fuel Injection“, SAE-Paper 961163, 1996
- [16] Nakagome, K.; Shimazaki, N.; Niimura, K.: „Combustion and Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion Engines“, SAE-Paper 970898, 1997

- [17] Yanagihara, H.; Sato, Y.; Mizuka, J.: „A simultaneous Reduction of NO<sub>x</sub> and Soot in Diesel Engines under a New combustion system“, JSAE 9733675, 1997
- [18] Gatellier, B.; Walter, B.; Miche, M.: „New Diesel Combustion Process to achieve near zero NO<sub>x</sub> and particulate emissions“, IFP International Congress, Paris, 2001
- [19] Gatellier, B.; Walter, B.: „Development of the high power NADI concept using dual mode diesel combustion to achieve zero NO<sub>x</sub> and particulate emissions“, SAE-Paper 2002-01-1744, 2002
- [20] Gatellier, B.; Walter, B.: „Near zero NO<sub>x</sub> Emissions and high fuel efficiency diesel engine: the NADI concept using dual mode combustion“, Oil&Gas Science Technology, Rev. IFP, Vol. 58 (2003), Nr.1, S. 101-114, 2003
- [21] Pinchon, P.; Walter, B.; Reveillé, B.; Miche, M.: „New concept for diesel combustion“, THIESEL 2004 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, 2004
- [22] Figer, G.; Pirker, G.; Wimmer, A.; Jauk, T.; Eichlseder, H.; Fuchs, C.; Schutting, E.: „Analyse von HCCI-Brennverfahren beim direkteinspritzenden Dieselmotor“, 9. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, 2003
- [23] Kimura, S.; Matsui, Y.; Koike, M.: „A New Concept of Combustion Technology in small DI Diesel Engines – Possibilities of Expanding Low-temperature, premixed combustion range“, JSAE-Proceedings 97105413-128, JSAE Spring Convention, 1997
- [24] Kimura, S.; Aoki, O.; Ogawa, H.; Muranaka, S.; Enomoto, Y.: „New Combustion Concept for ultra-clean and high-efficiency small DI Diesel Engines“, SAE-Paper 1999-01-3681, 1999
- [25] Yokota, H. et al.: „A new concept for low emission diesel combustion“, SAE-Paper 970897, 1997
- [26] Hashizume, T.; Miyamoto, T.; Akagawa, H.; Tsujimura, K.: „Combustion and emission characteristics of Multiple Stage Diesel Combustion“, SAE-Paper 980505, 1998
- [27] Akihama, K.; Takatori, Y.; Sasaki, S.: „Mechanism of the smokeless rich diesel combustion by reducing temperature“, SAE-Paper 2001-01-0655, 2001
- [28] Sasaki, S. et al.: „Neues Verbrennungsverfahren für ein ‘Clean Diesel System’ mit DPNR“, MTZ 11/2002, 2002
- [29] Sasaki, S.; Ito, T.; Iguchi, S.: „Smokeless rich combustion by low temperature oxidation in diesel engines“, 9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2000
- [30] Tsuzuki, M.; Tahara, J.; Sugiyama, T.; Fujimura, T.; Hirota, S.; Paquet, T.: „Field Trail for Diesel Passenger Cars with DPNR“, AutoTechnology 4/2003, 2003

- [31] Otte, R.; Raatz, T.; Wintrich, T.: „Homogene Dieselerbrennung – Herausforderung für System, Komponenten und Kraftstoff“, MTZ 12/2008, 2008
- [32] Weberbauer, F.; Rauscher, M.; Kulzer, A.; Knopf, M.; Bargende, M.: „Allgemein gültige Verlustteilung für neue Brennverfahren“, MTZ 02/2005, 2005
- [33] Krüger, C.: „Validierung eines 1D-Spraymodells zur Simulation der Gemischbildung in direkteinspritzenden Dieselmotoren“, Dissertation, RWTH Aachen, 2001
- [34] Stan, C.: „Direkteinspritzsysteme für Otto- und Dieselmotoren“, Springer-Verlag, ISBN 3-540-65287-6, 1999
- [35] Öing, H.: „Entwicklung eines neuen dieselmotorischen Injektorkonzepts für zukünftige Emissionsgrenzwerte“, Dissertation, Universität Hannover, 2000
- [36] Krieger, K.: „Das Einspritzsystem – Ein wesentlicher Beitrag für den umweltfreundlichen Diesel-DI-Motor“, MTZ Sonderausgabe „10 Jahre TDI-Motor von Audi“, S66-72, 1999
- [37] Soteriou, C.; Smith, M.; Andrews, R.; Torres, N.; Sankhalpara, S.: „Some characteristics of variable orifice nozzle geometries for diesel injection“, IMechE Seminar Publication „Fuel Injection System“, S. 135-161, 1999
- [38] Stegemann, J.; Meyer, S.; Rölle, T.; Merker, G.: „Einspritzsystem für eine vollvariable Verlaufsformung“, MTZ 02/2004, 2004
- [39] Meyer, S.; Krause, A.; Krome, D.; Merker, G. P.: „Piezo-Common-Rail System mit direktgesteuerter Düsennadel“ MTZ 02/2002, S. 86-93, 2002
- [40] Schöppe, D.; Zülch, S.; Hardy, M.; Geurts, D.; Jorach, R.; Baker, N.: „Common-Rail-Einspritzung mit Direct-Acting-Injektor von Delphi“, MTZ 10/2008, 2008
- [41] Schommers, J.; Leweux, J.; Betz, T.; Huter, J.; Jutz, B.; Knauel, P.; Renner, G.; Sass, H.: „Der neue Vierzylinder-Dieselmotor für Pkw von Mercedes-Benz“, MTZ 12/2008, 2008
- [42] Bunting, A.: „Injection technologies – the rivalry intensifies“, Automotive Engineer 05/2003, S. 44-48, 2003
- [43] Renner, G.: „Experimentelle und rechnerische Untersuchungen über die Struktur technischer Dieseleinspritzstrahlen“, Dissertation, Universität Stuttgart, VDI-Fortschrittsberichte, Nr. 216, 1994
- [44] Amsden, A. A.; Ramshaw, J. D.; O'Rourke, P. J.; Dukowicz, J. K.: „KIVA, a computer Program for Two-and-Three-Dimensional Fluid Flows With Chemical Reactions and Fuel Sprays“, Los Alamos, 1985
- [45] Watkins, A. P.; Gosman, A. D.; Tabrizi, B. S.: „Calculation of Three Dimensional Spray Motion in Engines“, SAE-Paper 860468, 1986

- [46] Kuo, T.-W.; Bracco, F. V.: „On the Scaling of Transient Laminar, Turbulent and Spray Jets“; SAE-Paper 820038, 1982
- [47] Schaffitz, W.; Bauer, W.; Prescher, K.: „Ausbreitung von Kraftstoffstrahlen in Dieselmotoren“; MTZ (47), 1986
- [48] Lustgarten, G.: „Untersuchung der Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor unter Anwendung der Modelltheorie“; Dissertation ETH-Zürich, 1973
- [49] Blessing, M.: „Untersuchung und Charakterisierung von Zerstäubung, Strahlausbreitung und Gemischbildung aktueller Dieseldirekteinspritzsysteme“, Dissertation, Universität Stuttgart, 2004
- [50] Varde, K. S.; Popa, D. M.: „Diesel Fuel Spray Penetration at High Injection Pressures“; SAE-Paper 830448, 1983
- [51] Hay, N.; Jones, P. L.: „Comparison of the Various Correlations for Spray Penetration“, SAE-Paper 720776, 1972
- [52] v. Ohnesorge, W.: „Die Bildung von Tropfen an Düsen und die Auflösung flüssiger Strahlen“, Zeitschrift für angewandte Mathematik Bd. 16, 1936
- [53] Ranz, W. E.: „On Sprays and Spraying“; Engineering Research Bulletin B-65, University of Pennsylvania, 1956
- [54] Hardenberg, H.: „Die Nadelhubabhängigkeit der Durchflussbeiwerte von Lochdüsen für Direkteinspritzdieselmotoren“, MTZ 4/1985, 1985
- [55] Xu, M.; Nishida, K.; Hiroyasu, H.: „A Practical Calculation Method for Injection Pressure and Spray Penetration in Diesel Engines“, SAE-Paper 920624, 1992
- [56] Wakuri, Y.; Fujii, M.; Amitani, T.; Tsuneya, R.: „Studies on the Penetration of Fuel Spray in an Diesel Engine“, Bulletin of JSME Vol. 3, 1960
- [57] Hiroyasu, H.; Arai, M.; Tabata, M.: „Empirical Equations for the Sauter Diameter of a Diesel Spray“, SAE-Paper 890464, 1989
- [58] Kuss, R.; Pabinger, G.: „Kraftstoffeinspritzdüse für eine Brennkraftmaschine“, Patent EP0000867611B1, 1999
- [59] Lambert, M. D. D.: „Fuel injector“, Patent EP0001033488B1, 2005
- [60] Greeves, G.; Andrews, R. J.; Tullis, S. D.: „Fuel Injection Nozzles“, Patent WO1994027042A1, 1994
- [61] Date, K.; Kato, M.: „Fuel injection nozzle for internal combustion engine, has first nozzle portion whose length-to-diameter ratio is smaller than the length-to-diameter ratio of the second nozzle portion“, Patent DE0010111035A1, 2001

- [62] Sczomak, D. P.: „Fuel Injection Nozzle“, Patent EP0000365131B1, 1992
- [63] Wiebicke, K.; Loehr, J.; Bauer, F.: „Gesteuerte Mehrloch-Einspritzdüse“, Patent DE0002655793A1, 1978
- [64] Bauder, R.: „Kraftstoff-Einspritzdüse für Einspritz-Brennkraftmaschinen“, Patent DE0002803774A1, 1979
- [65] Endo, M.: „Fuel injection nozzle“, Patent JP0005005469AA, 1993
- [66] Roty, J. C.: „Einspritzdüse mit Koppelspritzung für Verbrennungsmotoren“, Patent DE0002025569A, 1970
- [67] Kullig, O.: „Fuel injection valve for diesel engine - has retardation mass located in two-spring nozzle holder which delays at commencement of main injection“, Patent DE0004036580A1, 1992
- [68] Kracke, A.: „Kraftstoffeinspritzdüse“, Patent DE0003818862A1, 1999
- [69] Kunkulagunta, K.; Lambert, M. D. D.: „Fuel injector“, Patent EP0001063416A3, 2003
- [70] Waschezek, H.: „Brennstoffeinspritzdüse fuer Brennkraftmaschinen“, Patent DE0001914742A, 1970
- [71] Arndt, S.; Herden, W.; Maier, M.; Hohl, G.: „Fuel Injection Valve“, Patent WO2002006665A1, 2002
- [72] Lambert, M. D. D.; Buckley, P.; Cooke, M. P.: „Fuel injector“, Patent EP0000967382B1, 2004
- [73] Lambert, M. D. D.; Simon, P.: „Fuel injector“, Patent EP0001091117B1, 2008
- [74] Lambert, M. D. D.: „Fuel injector and method of assembling a fuel injector“, Patent EP0001063415A3, 2003
- [75] Lambert, M. D. D.; Tullis, S. D.; Greeves G.: „Fuel Injector“, Patent EP0001059437B1, 2007
- [76] Brenk, A.; Klenk, W.; Gordon, U.; Mack, M.: „Fuel injection nozzle; has nozzle body with two groups of nozzle holes opened and closed by two nozzle needles, which are independently operated and are arranged next to each other“, Patent DE0010010863A1, 2001
- [77] Haider, G.: „Injection Nozzle for Internal Combustion Engines“, Patent WO1987006650A1, 1987
- [78] Gentscheff, J.: „Einspritzvorrichtung für die Einspritzung von Brennstoff in den Brennraum einer Brennkraftmaschine“, Patent DE0003824467C2, 1990



- [79] Mack, G.; Kuegler, T.: „Einspritzdüse mit separat steuerbaren Düsenadeln“, Patent DE0010058153A1, 2002
- [80] Schacht, H.-J.: „Einspritzventil für Brennkraftmaschinen“, Patent EP0000972932A1, 2000
- [81] Eckert, K.; Kulke, G.: „Kraftstoffeinspritzdüse“, Patent DE0002711391A1, 1978
- [82] Nakajima, N.; Yamada, K.: „Kraftstoffeinspritzventil für eine Brennkraftmaschine“, Patent DE0003428669C2, 1989
- [83] Dantes, G.; Nowak, D.: „Brennstoffeinspritzventil“, Patent WO2002006663A1, 2002
- [84] Lindner, H.; Maier, L.; Dolenc, A.: „Querschnittgesteuerte Einspritzdüse“, Patent DE0004432686C2, 1996
- [85] Best, C. H.: „A Dual Mode Fuel Injector“, Patent WO2002018775A1, 2002
- [86] Kato, T.; Ono, T.: „Fuel Injection Method and Fuel Injection Nozzle for Direct Injection Type Diesel Engine“, Patent JP0007324661A, 1995
- [87] Hlousek, J.: „Kraftstoffeinspritzdüse für Vor- und Haupteinspritzung“, Patent DE0004214646A1, 1993
- [88] Keiczek, H.: „Mehrloch-Einspritzdüse“, Patent DE0002710138A1, 1978
- [89] Fuchs, P.: „Brennstoffeinspritzventil für Hubkolbenbrennkraftmaschinen“, Patent DE0002759403C2, 1988
- [90] Buckley, P.: „Fuel Injector“, Patent EP0001035322B1, 2005
- [91] Hofmann, K.: „Kraftstoff-Einspritzdüse für Brennkraftmaschinen“, Patent DE0004023223A1, 1992
- [92] Inanaga, N.; Imoto, K.; Kajiwara, H.: „Binary Fuel Injection Valve“, Patent JP0002033463A, 1990
- [93] Neitz, A.: „Einspritzventil für luftverdichtende Brennkraftmaschinen“, Patent DE0004419185A1, 1996
- [94] Hasegawa, T.; Nozaki, S.; Miyamoto, T.: „Variable injection hole type fuel injection nozzle“, Patent EP0000713004A1, 1999
- [95] Glassey, S. F.; Stockner, A. R.; Flinn, M. A.: „Heui--A New Direction for Diesel Engine Fuel Systems“, SAE-Paper 930270, 1993
- [96] Stockner, A. R.; Flinn, M. A.; Camplin, F. A.: „Development of the Heui Fuel System-- Integration of Design, Simulation, Test, and Manufacturing“, SAE-Paper SAE930271, 1993

- [97] Kropp, M.: „Druckverstärker und Kraftstoffeinspritzsystem mit einem Druckverstärker“, Patent DE000019952512A1, 2001
- [98] Chmela, F.; Jager, P.: „Einspritzratenregelung durch ein druckmoduliertes Common Rail System“, FVV Vorhaben 067190, Abschlussbericht R 515, 2002
- [99] Potschin, R.: „Modular aufgebauter Injektor zum Einspritzen von Kraftstoff“, Patent DE10059628A1, 2002
- [100] Derschmidt, O.; Bürgler, L.: „Storage injection arrangement for combustion engine, having pressure hold valve arranged between switching valve and injection device“, Patent DE19930276A1, 2000
- [101] Rodriguez-Amaya, N.; Potschin, R.; Projahn, U.: „Injector device for internal combustion engine; has high pressure line opening into control chamber of nozzle needle and two control valves connected to low pressure areas on discharge side“, Patent DE10012552A1, 2001
- [102] Stein, G.: „Kraftstoffeinspritzpumpe für Brennkraftmaschinen“, Patent DE3624092C2, 1998
- [103] Yen, B; Peters, L.; Perr, J.; Ghuman, A.; Ashwill, D.: „A closed nozzle fuel injector“, Patent EP723076A3, 1997
- [104] Kammerdiener, T.; Bürgler, L.: „Ein Common-Rail-Konzept mit druckmodulierter Einspritzung“, MTZ 04/2000, 2000
- [105] Herzog, P.: „Status und Potential der Einspritzratenverlaufsformung am schnellaufenden direkteinspritzenden Dieselmotor“, MTZ 12/96, 1996
- [106] Du, C.; Yang, M.; Wu, J.; Xia, S.; Liu, Z.: „Injection Rate Control in Electronic in-line Pump-Valve-Pipe-Injector Diesel Injection System“, SAE-Paper 1999-01-0201, 1999
- [107] Erlach, H.; Chmela, F.; Cartiellieri, W.; Herzog, P.: „Modulated Injection and Its Effect on Combustion and Emissions of a HD Diesel Engine“, SAE-Paper 952059, 1995
- [108] Perr, J.: „Injection rate control injector“, Patent US5029568A, 1991
- [109] Flämig-Vetter, T.; Heini, U.; Mühleisen, T.: „Verfahren zur intermittierenden Zufuhr von Kraftstoff in Brennräume einer Brennkraftmaschine und Vorrichtung zur Durchführung des Verfahrens“, Patent DE10024258C2, 2003
- [110] Nishimura, T.; Satoh, K.; Takahashi, S.; Yokota, K.: „Effects of Fuel Injection Rate on Combustion and Emission in a DI Diesel Engine“, SAE-Paper 981929, 1998
- [111] Kohketsu, S.; Tanabe, K.; Mori, K.: „Flexibly Controlled Injection Rate Shape with Next Generation Common Rail System for Heavy Duty DI Diesel Engines“, SAE-Paper 2000-01-0705, 2000

- 
- [112] Stan, C.; Lebrun, M.: „Concept of Interactive Development of a GDI System with High-Pressure Modulation“, SAE-Paper 2000-01-1042, 2000
- [113] Grimaldi, C.N.; Postrioti, L.; Stan, C.; Tröger, R.: „Analysis Method for the Spray Characteristics of a GDI System with High Pressure Modulation“, SAE-Paper 2000-01-1043, 2000



---

## Lebenslauf

### Persönliche Daten

Name	Stefan Espig
Geburtsdatum	21.07.1975
Geburtsort	Duisburg
Familienstand	verheiratet
Staatsangehörigkeit	deutsch

### Schulbildung

08/82 – 08/86	Grundschule, Duisburg
09/86 – 06/95	Landfermann-Gymnasium, Duisburg Abschluss: Abitur

### Studium

10/96 – 03/02	Maschinenbau, RWTH Aachen Vertiefung: Verbrennungsmotoren Abschluss: Diplom-Ingenieur
---------------	---

### Berufspraxis und Promotion

seit 05/02	Daimler AG, Stuttgart
05/02 – 12/04	Doktorand im Forschungsbereich Verbrennungsmotoren
01/05 – 12/06	Trainee des Bereichs Knowledge Transfer im Ressort Research and Technology
01/07 – heute	Entwicklungsingenieur für Diesel-Einspritzsysteme Pkw