

Experimentelle und theoretische Untersuchung homogener und teilhomogener Dieselbrennverfahren

Von der Fakultät Maschinenbau der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

Simon-Florian Haas

aus Stuttgart

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. M. Bargende
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. K. Boulouchos

Tag der mündlichen Prüfung: 13. Juli 2007

Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen
der Universität Stuttgart

2007

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart unter der Leitung von Herrn Prof. Dr.-Ing M. Bargende.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing M. Bargende für die wissenschaftliche und persönliche Betreuung bei der Durchführung dieser Arbeit sowie die Übernahme des Hauptreferates.

Herrn Prof. Dr.-Ing. K. Boulouchos danke ich herzlich für das entgegengebrachte Interesse an der Arbeit und für die Übernahme des Koreferates.

Außerdem bedanke ich mich bei allen Mitarbeitern des Institutes, den studentischen Hilfskräften und Studienarbeitern, die mich bei meiner Arbeit unterstützt haben.

Simon Haas

Stuttgart, im Februar 2007

Summary

The future challenges for the diesel engines are to fulfil the emission standards and reduce fuel consumption without losing the driveability that the customer desires. The system costs will also have an important influence. The dominant exhaust gas emission from these engines is particulate matter (PM) and nitrogen-oxides caused by the unfavorable regimes of spray combustion. One strategy for a solution is alternative diesel combustion systems which avoid the above mentioned disadvantages by an improved homogeneity of the charge and combustion process.

In this work different approaches for alternative diesel combustion systems are investigated by experimental and numerical means. The investigated combustion systems range from ideal homogenous combustion with external mixture formation to partly homogenous combustion with internal mixture formation and late injection.

The following numerical tools for simulation and analysis of the experimental (single cylinder engine) results were developed:

- Further development of the single-zone pressure trace analysis to consider the fuel evaporation of direct-injection diesel combustion systems with long ignition delays.
- Loss analysis for determining the losses of oil dilution, HC- and CO-emissions as well as poor combustion phasing.
- A single-zone, homogenous reactor model with 5-step reaction kinetics and engine-like conditions to simulate several effects on an ideal homogenous combustion.
- Multi-zone parcel model (ref. [96]) for the analysis of fuel evaporation and mixture formation with direct injection. This model is suitable to determine the local values of equivalence ratio and temperature which are important for the soot and nitrogen-oxide formation process.

The investigation of ideal homogenous combustion with external mixture formation with several different fuels concludes the following:

- The high boiling fuels (diesel, n-heptane) have to be injected vaporized resp. atomized, n-butane can be injected without a special preparation.
- A combustion without smoke and nitrogen-oxide emission can be achieved by an homogenous, lean compression ignition

- The load range is limited by a too early and too fast heat release resulting in high cylinder pressures gradients. Exhaust gas recirculation (EGR) is an effective means to slow down the combustion and to extend the usable load range. However, as EGR is increased and the fuel-air ratio approaches 1, the fuel consumption and the HC- and CO-emission rises.
- The different investigated fuels do not exhibit a significant extension of the load range.
- The comparison of measured burn rates with the simulation (5-step chemistry, homogenous temperature and fuel concentration) shows a good correlation. This leads to the conclusion that the homogenous combustion is mainly controlled by chemical kinetics.

Combustion systems with direct injection and high EGR show a higher potential for extending the load range while avoiding nitrogen-oxide formation. The mixture formation plays the major role at this type of combustion system. The results regarding the mixture formation can be summarized as follows:

- The injection timing is the central value which influences the time for mixture formation (ignition delay) and the mixture distribution by the position of the fuel jet in the combustion chamber.
- Early injection timings (at gas temperatures below 800 K) lead in every examined case to wall wetting and oil dilution. Narrow spray cone angles and multiple injections offer no solution of this problem.
- The mixture formation by the injection system is improved by high injection pressure, conical convergent spray holes, small hole diameters and large spray cone angles.
- The multi-zone analysis shows that the latest injected fuel is critical regarding proper mixture preparation. Optimal spray characteristics and a sufficiently long ignition delay are necessary to achieve desirable results.

An injection strategy with a block injection in the range of 35 – 15°CA before TDC is suggested for low engine loads. A reasonable degree of homogenisation enables a complete suppression of nitrogen-oxide formation by EGR without any soot emission. It is possible to detect, using a global fibre optics measurement techniques, that there is virtually no soot formation. Thanks to rapid, high-efficiency combustion, fuel consumption can even be lowered below conventional diesel combustion. This process is however limited in load on account of the homogeneous mixture and rapid combustion.

A process with injection close to TDC was examined for higher engine loads. The late injection results in a shorter ignition delay and a more inhomogeneous mixture distribution. This leads to a slower combustion but also to a lower EGR acceptance compared to processes with an earlier injection timing. The

retarded combustion situation may give rise to disadvantageous consumption due to partially combusted fuel and a loss of change-in-volume work. In combination with high EGR rates, it is also possible with this process to virtually suppress soot and nitrogen-oxide formation.

The experimental results show a strong dependence of the (partly) homogenous combustion systems on the slowly controllable values such as charge composition and temperature. This makes a combustion control essential for the use in vehicle engines. For combustion systems with a high degree of homogenisation, the only control method is to vary the temperature and the composition of the cylinder charge. With a 1D-cycle simulation of a variable valve train, it is shown that charge cooling by early intake valve closing or internal EGR with a second exhaust valve lift during the intake stroke could be a suitable control method. With a partly homogenous combustion system, there is an easier control method available, because there is a significant dependence of the start of injection and the combustion sequence.

The development progress of homogenous and partly homogenous combustion systems is coupled with the injection and the mixture formation process. First results with an injection nozzle with a drastic reduction of the spray hole diameter show a combustion with hardly any soot and nitrogen-oxide emissions accompanied by acceptable combustion noise. The excellent mixture preparation and the high injection velocity lead to a start of combustion in well prepared mixture regions far away from the nozzle outlet. This could be one step towards the vision of a premixed diesel combustion in the whole engine map which is driven by the injection rate.

Zusammenfassung

Die Herausforderung für die zukünftigen Dieselmotoren liegt in der Erreichung einer weiteren drastischen Reduzierung der Abgasemission bei einer gleichzeitigen Beibehaltung der spezifischen Vorteile des Dieselmotors, wobei zudem der Kostenaspekt an Bedeutung zunimmt. Die dominanten Abgasemissionen sind Stickoxide und Rußartikel, bedingt durch die Eigenschaften der mittlerweile recht gut verstandenen Abläufe der Sprayverbrennung heterogener Dieselmotoren. Ein vielversprechender Lösungsansatz sind alternative Dieselmotoren, welche durch eine verbesserte Ladungshomogenisierung und Verbrennungsführung die Nachteile der Sprayverbrennung vermeiden.

Mit Hilfe von experimentellen und theoretischen Methoden werden in dieser Arbeit verschiedene Ansätze für alternative Dieselmotoren untersucht. Die Bandbreite reicht dabei von einem ideal homogenen Brennvorgang mit äußerer Gemischbildung bis zu einem teilhomogenen Verfahren mit innerer Gemischbildung und späterer Einspritzung.

Zur Simulation und Analyse der am PKW-Einzylindermotor gewonnenen experimentellen Ergebnisse wurden folgende Werkzeuge entwickelt:

- Erweiterung der einzonigen Druckverlaufanalyse zur Berücksichtigung der Kraftstoffverdampfung bei direkteinspritzenden Dieselmotoren mit langen Zündverzügen.
- Verlustanalyse zur Bestimmung der Verluste durch Ölverdünnung, HC- und CO-Emissionen sowie ungünstige Verbrennungslage.
- Einzoniges, homogenes Reaktormodell mit 5-Schritt Reaktionskinetik und motorischen Randbedingungen zur Simulation der Einflüsse auf eine ideal homogene Verbrennung.
- Mehrzoniges Paketmodell nach [96] zur Analyse der Kraftstoffverdampfung und Gemischbildung. Die für die Ruß- und Stickoxidbildung wichtigen lokalen Größen Luftverhältnis und Temperatur können bestimmt damit werden.

Die Untersuchung eines ideal homogenen Brennvorgangs mit äußerer Gemischbildung und verschiedenen Kraftstoffen ergibt folgende Erkenntnisse:

- Die hochsiedenden Kraftstoffe (Diesel, n-Heptan) müssen schon verdampft bzw. zerstäubt in das Saugrohr eingebracht werden, n-Butan kann hingegen direkt eingeblasen werden.

- Durch die homogen-magere Kompressionszündung ist eine fast vollständig ruß- und stickoxidfreie Verbrennung möglich.
- Der Lastbereich ist nach oben durch eine zu frühe und zu schnelle Wärme-freisetzung und hohe Druckgradienten begrenzt. Durch Abgasrückführung kann die Verbrennung verlangsamt werden und eine gewisse Ausweitung des Lastbereiches nach oben ist möglich. Aber durch die Luftverhältnis-absenkung bis hin zu $\lambda = 1$ steigen der Kraftstoffverbrauch und die HC- und CO-Emissionen drastisch an.
- Die verschiedenen untersuchten Kraftstoffe führen zu keiner signifikanten Erweiterung des Lastbereiches.
- Der Vergleich der Brennverläufe aus motorischen Messungen mit der Simulation (5-Schritt Chemie, homogene Temperatur- und Gemisch-Verteilung) zeigt eine gute Übereinstimmung. Das lässt den Schluß zu, dass die homogene Verbrennung hauptsächlich reaktionskinetisch kontrolliert ist.

Ein größeres Potenzial zur Erweiterung des Lastbereiches und zur Steuerung der Selbstzündung zeigen Verfahren mit Direkteinspritzung und hohen Abgasrückföhr-raten zur Vermeidung der Stickoxidbildung. Der Gemischbildung kommt bei diesen Verfahren eine entscheidende Rolle zu. Die Ergebnisse der Gemischbildungsuntersuchungen für eine (teil-)homogene Verbrennung können wie folgt zusammengefasst werden:

- Der Einspritzzeitpunkt ist die zentrale Größe, welche die zur Gemischbildung zur Verfügung stehende Zeit (Zündverzug) und die Gemischverteilung durch die Strahl-lage im Brennraum beeinflusst.
- Frühe Einspritzzeitpunkte, bei Gastemperaturen < 800 K, führen bei allen untersuchten Varianten zu Kraftstoffwandaufrag und Ölverdünnung. Kleine Düsen-spritzwinkel und Mehrfacheinspritzung schaffen kaum Abhilfe.
- Die einspritzseitige Gemischaufbereitung kann durch einen hohen Einspritzdruck, konisch konvergierende Spritzlöcher, geringe Spritzlochdurchmesser und große Spritzkegelwinkel signifikant verbessert werden.
- Die mehrzonige Analyse zeigt, dass der zuletzt eingespritzte Kraftstoff kritisch hinsichtlich einer genügenden Gemischaufbereitung ist. Durch eine optimale Strahlerstäubung und eine ausreichend lange Zündverzugszeit muss dies sichergestellt werden.

Für niedrige Motorlasten ($p_{mi} < 6$ bar) ergibt sich als optimale Einspritzstrategie eine Blockeinspritzung im Bereich $35 - 15$ °KW vor OT. Die gute Gemischhomogenität erlaubt die fast vollständige Unterdrückung der Stickoxidbildung durch eine hohe Abgasrückföhr-rate ohne Rußemission. Messungen mit einer globalen Lichtleitmesstechnik zeigen, dass praktisch keine Rußbildung auftritt. Durch die schnelle, wirkungsgradoptimale Verbrennung

kann der Kraftstoffverbrauch gegenüber einer konventionellen Dieselerbrennung gesenkt werden. Dieses Verfahren ist allerdings aufgrund des homogenen Gemisches und einer schnellen Verbrennung in der Last begrenzt.

Für höhere Motorlasten wird aus diesem Grund ein Verfahren mit OT-naher Einspritzung vorgeschlagen. Durch die späte Einspritzung ist der Zündverzug deutlich geringer, und die Gemischverteilung wesentlich inhomogener. Dadurch erfolgt die Verbrennung deutlich langsamer, allerdings reduziert sich die AGR-Verträglichkeit gegenüber Verfahren mit früher Einspritzung. Dadurch ist ein Ansteigen der Schwarzrauchemission bei höheren Motorlasten zu verzeichnen. Durch die späte Verbrennungslage kann es unter Umständen zu einem Verbrauchsnachteil durch nur teilweise verbrannten Kraftstoff und einen Verlust an Volumenänderungsarbeit kommen. In Verbindung mit hohen AGR-Raten ist es auch bei diesem Verfahren möglich, die Ruß- und Stickoxidbildung beinahe vollständig zu unterdrücken.

Die experimentellen Untersuchungen zeigen eine starke Abhängigkeit der (teil-)homogenen Brennverfahren von den nur träge einstellbaren Größen Ladungstemperatur und -zusammensetzung. Aus diesem Grund ist für den Fahrzeugeinsatz eine Verbrennungsregelung notwendig. Für Brennverfahren mit einem sehr homogenen Gemisch ist eine Steuerung der Verbrennung nur über die thermodynamischen Größen selbst möglich. Mit Hilfe der 1D-Ladungswechselberechnung eines variablen Ventiltriebs konnte eine Absenkung der Ladungstemperatur durch Frühes Einlass Schließt und ein Zurücksaugen von Abgas als optimale Steuerungsmöglichkeiten ermittelt werden. Wesentlich einfacher ist ein teilhomogenes Brennverfahren zu steuern, da eine deutliche Abhängigkeit zwischen Einspritzbeginn und Verbrennungsablauf vorhanden ist.

Eine Weiterentwicklung der homogenen und teilhomogenen Brennverfahren ist immer eng mit der Einspritzung und der Gemischaufbereitung verknüpft. Erste Ergebnisse mit einer Einspritzdüse mit einem stark reduzierten Spritzlochdurchmesser zeigen, dass eine rußfreie und stickoxidarme Verbrennung bei einem akzeptablen Verbrennungsgeräusch auch bei höheren Lasten möglich ist. Die extrem gute einspritzseitige Gemischaufbereitung und die hohe Strahlaustrittsgeschwindigkeit führen zu einer Entflammung in weit entfernten, gut aufbereiteten Gemischbereichen. Damit könnte die Vision einer einspritzratengeführten, vorgemischten Dieselerbrennung im gesamten Motorkennfeld eventuell realisiert werden.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	III
Summary	IV
Zusammenfassung	VII
Inhaltsverzeichnis	X
Abkürzungen und Formelzeichen	XIII
1 Einleitung und Motivation	1
2 Stand der Technik	3
2.1 Gemischbildung	4
2.1.1 Einspritzseitige Gemischbildung	4
2.1.2 Brennraumwandeinfluss	7
2.1.3 Ladungsbewegung	7
2.2 Selbstzündung und Verbrennung	9
2.2.1 Selbstzündung von Kohlenwasserstoff-Luft-Gemischen	9
2.2.2 Sprayverbrennung - Homogene Kompressionszündung	11
2.3 Schadstoffemission	12
2.3.1 Stickoxidemission	12
2.3.2 Rußbildung und -oxidation	14
2.4 Bekannte alternative Dieselmotorenverfahren	15
2.4.1 Homogene Dieselmotorenverbrennung	16
2.4.2 Niedertemperaturverbrennung	17
2.4.3 Späte, vorgemischte Verbrennung	17
2.4.4 Kombinierte homogen-heterogene Verbrennung	17
3 Analyse und Simulation der Verbrennung	19
3.1 Einzonige Druckverlaufsanalyse	19
3.1.1 Grundgleichungen und Berechnungsverfahren	19
3.1.2 Berechnung von Verbrennungskennwerten	22
3.2 Thermodynamische Verlustanalyse	22
3.2.1 Bestimmung des Luftverhältnisses aus den Abgaskomponenten	23
3.2.2 Verluste im Hochdruckteil	25
3.3 Mehrzonige Analyse	30
3.3.1 Strahlausbreitung und Gemischbildung	32
3.3.2 Brennstoffverdampfung	35
3.3.3 Thermodynamik der Zonen	38
3.3.4 Modellvalidierung und Ergebnisse	42

3.4	Selbstzündung und Verbrennung	48
3.4.1	Reduzierte Reaktionsmechanismen.....	48
3.4.2	Ergebnisse am homogenen Reaktor mit konstantem Volumen.....	51
3.4.3	Ergebnisse am homogenen Reaktor mit motorischen Randbedingungen.....	54
3.4.4	Adiabat-isobare Flammentemperatur und AGR-Bedarf	57
4	Versuchsaufbau- und durchführung.....	60
4.1	Motordaten	60
4.1.1	Zylinderkopfdaten	60
4.1.2	Kolbenmuldengeometrien.....	61
4.1.3	Einspritzrüstung	62
4.2	Motorprüfstand	63
4.2.1	Regelung der Abgasrückführung.....	64
4.2.2	Globale-Lichtwellenleiter-Messtechnik (GMT).....	64
4.3	Versuchsdurchführung und Betriebspunktdefinition.....	67
4.4	Kraftstoffe.....	68
5	Ergebnisse der Homogenen Kompressionszündung	70
5.1	Saugroheinblasung von n-Butan	70
5.2	Saugroheinspritzung von Diesel mittels Atomizer	75
5.3	Einfluss der Kraftstoffeigenschaften	77
5.4	Simulationsergebnisse mit n-Heptan.....	80
5.5	Zusammenfassende Betrachtung	81
6	Ergebnisse der (teil-)homogenen Dieselerbrennung	83
6.1	Einfluss des Einspritzbeginns.....	83
6.1.1	Untere Teillast	84
6.1.2	Obere Teillast	90
6.2	Einspritzstrategie in Abhängigkeit der Motorlast	94
6.3	Einfluss des Gemischbildungsverfahrens	96
6.3.1	Untere Teillast	97
6.3.2	Obere Teillast	100
6.4	Potenzial der frühen Mehrfacheinspritzung	102
6.4.1	Einspritzkammeruntersuchung der flüssigen Strahleindringtiefe	102
6.4.2	Motorische Untersuchungen	105
6.5	Einfluss der einspritzseitigen Gemischaufbereitung	110
6.5.1	Einspritzdruck	110
6.5.2	Spritzlochgeometrie.....	111
6.6	Einflussgrößen des Luftpfades	113
6.6.1	Abgasrückführrate	113
6.6.2	Ansaug- bzw. Abgasrückführ-Temperatur.....	117
6.6.3	Aufladegrad (Ladedruck).....	121

6.7	Einfluss der Kraftstoffeigenschaften.....	125
6.8	Analyse der entwickelten Brennverfahren.....	130
6.8.1	Untere Teillast.....	130
6.8.2	Obere Teillast.....	131
7	Potenzialabschätzung der Brennverfahren	134
7.1	Vergleich mit dem konventionellen Dieselfahren	134
7.1.1	Teillast.....	134
7.1.2	Volllast	137
8	Strategien zur Verbrennungssteuerung.....	142
8.1	Einspritzseitige Steuerung	143
8.1.1	Quasi-vorgemischte Dieselfahren mit stark reduziertem Spritzenlochdurchmesser	144
8.2	Thermodynamische Steuerung.....	147
8.2.1	Steuerung der Ladungstemperatur durch Frühes bzw. Spätes Einlass Schließt.....	147
8.2.2	Innere Abgasrückführung durch Abgasrücksaugen	151
9	Schlussfolgerungen und Ausblick	154
10	Literaturverzeichnis	155
	Lebenslauf	167

Abkürzungen und Formelzeichen

Lateinische Symbole

A	m^2	Querschnitt
A_i	$cm^3/(mol\ s)$	preexponentieller Faktor
C	-	Modellkonstante
C_{diff}	m^2/s	Diffusionskoeffizient
c_A	m/s	Axialgeschwindigkeit
c_p	$J/kg/K$	spezifische Wärmekapazität bei konst. Druck
c_U	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
c_v	$J/kg/K$	spezifische Wärmekapazität bei konst. Volumen
D	m	Durchmesser
$D_{Tippelmann}$	-	Drallzahl nach Tippelmann
d	m	Tropfendurchmesser
E_a	kJ/mol	Aktivierungsenergie
H	J	Enthalpie
H_u	J/kg	unterer Heizwert
h	J/kg	spezifische Enthalpie
Δh_{vap}	J/kg	Verdampfungsenthalpie
k	-	Konizität des Spritzloches
k_i	s^{-1}	Geschwindigkeitskoeffizient
M	kg/mol	Molare Masse
Nu	-	Nußelt-Zahl
m	kg	Masse
n	$mol, (-)$	Stoffmenge, (Anzahl)
Oh	-	Ohnesorgezahl
Pr	-	Prantl-Zahl
p	Pa	Druck
Q	m^3/s	Durchfluss, Volumenstrom
Q	J	Wärme
R	$J/kg/K$	Spezifische Gaskonstante
Re	-	Reynoldszahl
Sch	-	Schmidt-Zahl
Sh	-	Sherwood-Zahl
SMD	m	mittlerer Sauterdurchmesser
s	m	Weg
T	K	Temperatur
t	s	Zeit

U	J	innere Energie
u	J/kg	spezifische innere Energie
V	m ³	Volumen
V _H	m ³	Hubvolumen
V _C	m ³	Kompressionsvolumen
v	m/s	Geschwindigkeit
W	J	Volumenänderungsarbeit
We	-	Weberzahl
w	-	Massenbruch
X, x	-	Molenbruch
z	-	Korrekturfaktor für Wärmeübergang

Griechische Symbole

α	°	Winkel
Δ	-	Delta, Differenz
ε	-	Verdichtungsverhältnis
η	N s/m ²	Dynamische Viskosität
φ	°KW	Kurbelwinkel
ϑ	-	Drallziffer
κ	-	Isentropenexponent
λ	-	Luftverhältnis
μ	-	Durchflusskoeffizient
ν	-	stöchiometrischer Koeffizient
π	-	Kreiszahl
ρ	kg/m ³	Dichte
σ	N/m	Oberflächspannung
τ	°KW	Zündverzug

Indizes und Abkürzungen

ABHE	-	Ansteuerbeginn Haupteinspritzung
AD	-	Ansteuerdauer des Injektors
AGR	-	Abgasrückführung
AMA	-	Abgasmessanlage
Anst.-SWP	-	Ansteuer-Schwerpunkt
APR	-	Arbeitsprozessrechnung
ASP	-	Arbeitsspiel
A, a	-	Abgas
az	-	air zone, Frischluftzone
B	-	Brennstoff
b	-	Breakup
B01	°KW	1%-Umsatzpunkt
B50	°KW	50%-Umsatzpunkt
B90	°KW	90%-Umsatzpunkt
BASF	-	Badische Anilin und Soda Fabrik
bi	g/kWh	spezifischer Kraftstoffverbrauch bzgl. der indizierten Leistung des Hochdruckteils
BV	-	Brennverfahren
CFD	-	Computational Fluid Dynamics
CFR	-	Cooperative Fuel Research
CO	g/kWh	Spezifische Kohlenmonoxidemission bzgl. der indizierten Leistung des Hochdruckteils
CZ	-	Cetanzahl
c	-	center, Strahlachse
chem	-	chemisch
DCCS	-	Dilution Controlled Combustion System
dpmax	bar/°KW	maximaler Zylinderdruckgradient
DPNR	-	Diesel PM- and NOx-Reduction
DrzUT	-	Drallzahl im unteren Totpunkt
DT	µs	Dwell Time, Pausendauer
DVA	-	Druckverlaufsanalyse
dpmax	bar/°KW	maximaler Zylinderdruckgradient
drop	-	Tropfen
EKAS	-	Einlasskanalabschaltung
ES	-	Einlass Schließt
e	-	Einlass
entr	-	Entrainment
FES	-	Frühes Einlass Schließt
FSN	-	Filter Smoke Number, Schwärzungszahl

fl	-	flüssige Phase
G	-	Gas, Zylinderladung
g	-	Gasphase
HC	g/kWh	Spezifische Kohlenwasserstoffemission bzgl. der indizierten Leistung des Hochdruckteils
HCCI	-	Homogenous Charge Compression Ignition
HCLI	-	Homogenous Charge Late Injection
HD	cm ³ /30s	Hydraulischer Durchfluss bei 100 bar
HE	%	Hydroerosiver Verrundungsgrad
HPLI	-	Highly Premixed Late Injection
hyd	-	Hydraulisch
inj	-	injection, Einspritzung
KW	-	Kurbelwinkel
k	-	Konizität des Spritzloches
L	-	Luft
LIF	-	Laserinduzierte Fluoreszenz
LTC	-	Low Temperature Combustion
LVG	dB	Lineares Verbrennungsgeräusch
l	-	Leckage
MK	-	Modulated Kinetics
max	-	Maximalwert
N	-	Anzahl
NADI	-	Narrow Angle Direct Injection
nC13	-	n-Tridekan
NEFZ	-	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NFZ	-	Nutzfahrzeug
NO	-	Stickstoffmonoxid
NOx	g/kWh	Spezifische Stickoxidemission bzgl. der indizierten Leistung des Hochdruckteils
NTC	-	negativer Temperaturkoeffizient
O ₂ SR	%	Sauerstoffkonzentration im Saugrohr
OT	-	Oberer Totpunkt
PAK	-	polyzyklische, aromatische Kohlenwasserstoffe
PREDIC	-	Premixed Lean Diesel Combustion
r	-	radiale Paketposition
Zyl	-	Zylinder
PI	-	pilot injection, Piloteinspritzung
p ₂	mbar	Ladedruck (absolut)
p ₃	mbar	Abgasgegendruck (absolut)
parc	-	parcel, Paket

p _{max}	bar	Zylinder-Spitzen­druck
p _{mi}	bar	indizierter Mittel­druck
p _{miHD}	bar	indizierter Mittel­druck (Hoch­druck­teil)
p _{CR}	bar	Rail­druck
pro	-	stöchiometrische Verbrennungs­produkte
r	-	Referenz-Zustand
SES	-	Spätes Einlass Schließt
SKW	°	Spritz­kegel­winkel
SMD	m	mittlerer Sauter­durch­messer
SOI	°KW	Einspritz­beginn
SP	-	Spritz­loch
s	-	surface, Ober­fläche
TANSR	°C	Ansaug­temperatur nach AGR-Zumischung
T ₂	°C	Temperatur Ansaug­luft
T ₃	°C	Abgas­temperatur (Krümmer)
tip	-	Strahl­spitze
RG	-	Restgas
rel	-	relativ
UV	-	unver­brannt
V	-	ver­brannt
VD	-	Verbrennungs­dauer 1% - 90% Umsatz
VE	mm ³	Einspritz­menge pro Arbeitsspiel (volumetrisch)
VG	-	Verbrennungs­gas
vap	-	vapor, Dampf

1 Einleitung und Motivation

Aufgrund seines geringen Kraftstoffverbrauches und des attraktiven Drehmomentverlaufs erfreut sich der PKW-Dieselmotor ständig steigender Marktanteile, in Westeuropa sind es derzeit schon über 50 %. Dem gegenüber steht eine sich ständig verschärfende Abgasgesetzgebung, die starke Anstrengungen hinsichtlich der Reduzierung der für den Dieselmotor kritischen Schadstoffkomponenten Stickoxid und Ruß verlangt.

Der mittelfristige Ansatz der Automobilindustrie, die zukünftigen Emissionsgrenzwerte mit Hilfe von Abgasnachbehandlungssystemen zur Reduzierung der Partikel- und Stickoxidemissionen zu erfüllen, birgt eine gewisse Problematik. Abgasnachbehandlungssysteme verursachen prinzipbedingt einen höheren Abgasgegendruck, der zu einer Verringerung des dieseltypischen, hohen Wirkungsgrades und zu einer reduzierten Leistungsdichte führt. Die nötigen Regenerationsphasen und die Maßnahmen zur Erhöhung der Abgastemperatur führen zusätzlich zu einem Ansteigen des Kraftstoffverbrauches. Vor dem Hintergrund der ACEA Selbstverpflichtung, die CO₂-Emissionen bis zum Jahr 2008 auf 140 g/km und bis 2012 auf 120 g/km zu reduzieren, scheint diese Strategie problematisch zu sein.

Weiterhin muss die Frage gestellt werden, welchen Vorteil ein ohnehin schon teurer Dieselmotor mit zusätzlichen hohen Kosten für Abgasnachbehandlung und einem weiter erhöhten Kraftstoffverbrauch überhaupt noch hat? Moderne aufgeladene Ottomotoren werden durch den Einsatz der Direkteinspritzung derzeit immer verbrauchsgünstiger – bei einem mittlerweile ähnlich attraktiven Drehmomentverlauf und geringeren Herstellungskosten.

Vor diesem Hintergrund wird vor allem die innermotorische Emissionsreduzierung immer bedeutsamer. Der Fokus sollte aber immer auf der Beibehaltung der spezifischen Vorteile des Dieselmotors liegen. Selbstverständlich kann auch der Einsatz einer optimierten Verbrennung ein vorhandenes Abgasnachbehandlungssystem entlasten, und dadurch eine kleinere und evtl. kostengünstigere Auslegung ermöglichen. Zusätzlich wäre ein teilweises Auffangen der Verbrauchsnachteile, verursacht durch die Abgasnachbehandlung, durch längere Regenerationsintervallen möglich.

Die Ursache für Stickoxid und Rußbildung beim konventionellen Dieselverfahren ist die heterogene Diffusionsverbrennung mit hohen Temperaturen und lokalem Sauerstoffmangel. Durch eine geeignete Abstimmung von Einspritzung und Verbrennung kann bei Vermeidung dieser Zustände die gleichzeitige Reduktion von Stickoxid und Ruß erreicht werden. In diesem

Beitrag werden verschiedene alternative Dieselmotorenverfahren untersucht, die sich hauptsächlich durch die Art des Gemischbildungssystems und den Homogenisierungsgrad unterscheiden.

Ein viel versprechender Ansatz ist die Homogene Dieselmotorenverbrennung, im englischen Sprachraum als HCCI (Homogenous Charge Compression Ignition) bezeichnet. Hierbei wird eine fast vollständige Gemischhomogenisierung vor dem Verbrennungsbeginn angestrebt, die zu einer rußfreien und stickoxidarmen Verbrennung in einem engen Luftverhältnis- und Temperaturbereich führt. Der Anwendungsbereich ist derzeit allerdings auf den unteren Teillastbereich beschränkt, da sich mit zunehmender Last eine schnellere Energiefreisetzung und ein nicht mehr vertretbares Verbrennungsgeräusch ergibt. Eine Ausweitung des Lastbereiches kann mit einer teilweisen Homogenisierung durch längere Zündverzögerungen und eine verbesserte Kraftstoffverteilung erreicht werden. Dieses Motorenverfahren wird im Folgenden als teilhomogene Verbrennung bezeichnet.

Diese neuartigen Motorenverfahren rücken immer stärker in den Fokus der Dieselmotorenentwicklung und bedürfen einer Untersuchung auf breiter Basis. Hierzu soll die vorliegende Arbeit beitragen.

2 Stand der Technik

Die dieselmotorische Gemischbildung und Verbrennung sind Gegenstand zahlreicher Untersuchungen, die das Ziel verfolgen, die chemischen und physikalischen Vorgänge im Brennraum zu klären. Die wesentlichen Einflussgrößen sind in Abbildung 2.1 dargestellt. Das Schema zeigt ein komplexes Zusammenspiel der physikalischen und chemischen Vorgänge, welche durch die Motorentwurfskenngrößen (z. B. Einspritzsystem, Kolbenmuldengeometrie etc.) beeinflusst werden.

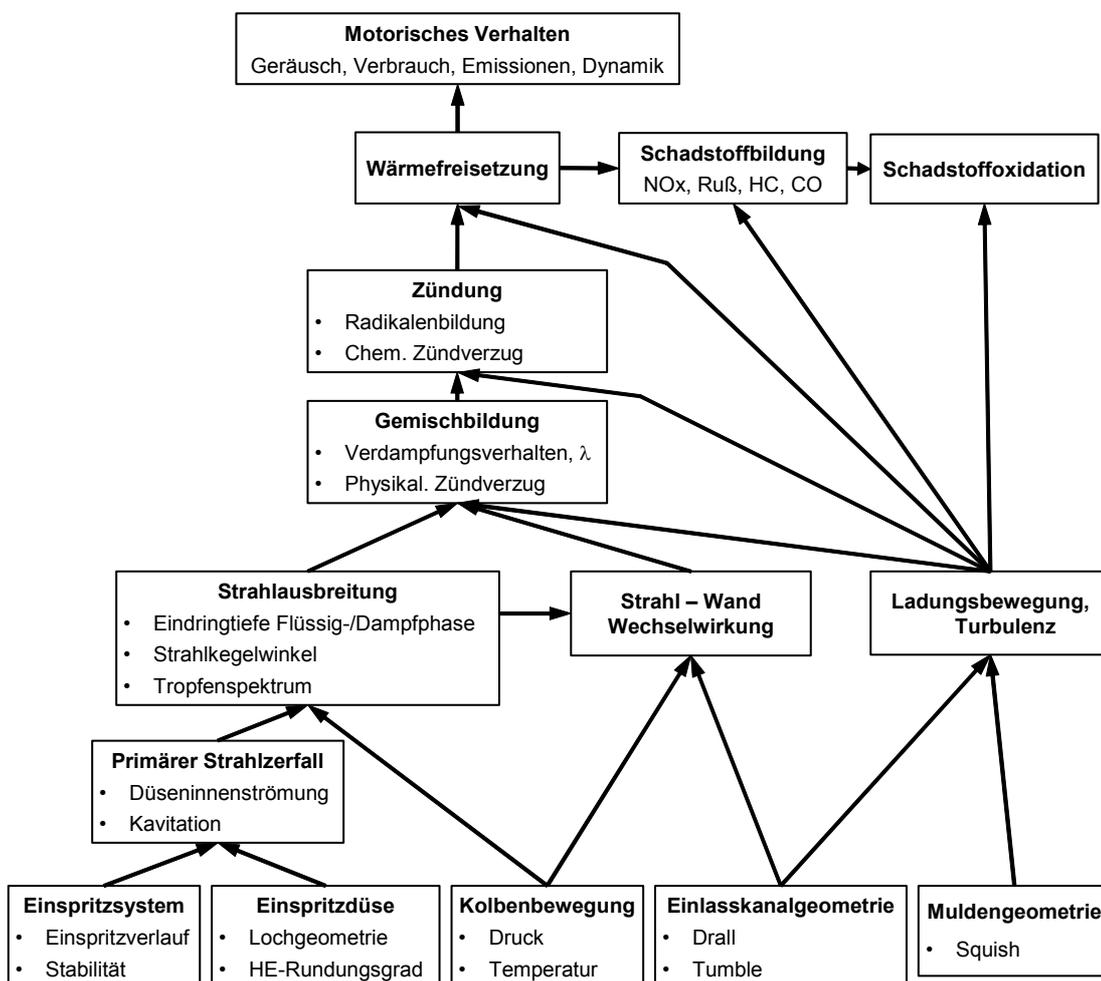


Abbildung 2.1: Wesentliche Einflussfaktoren auf die dieselmotorische Gemischbildung und Verbrennung nach Renner [1]

Bei den heutigen Dieselmotorenverfahren mit überwiegend luftverteilter Kraftstoff wird die Gemischbildungsenergie hauptsächlich aus dem Einspritzsystem bezogen. So beeinflusst der Einspritzvorgang auch signifikant das Strömungsfeld im Brennraum, d.h. die Ladungsbewegung und die Turbulenz [2]. Dieser Zusammenhang ist in dem o. g. Schema nur indirekt berücksichtigt. Die Strahl-

Wand Wechselwirkung spielt vor allem bei kleinvolumigen PKW-Dieselmotoren eine bedeutende Rolle. Die Gemischbildung ist von zentraler Bedeutung für den Zündvorgang und den Verbrennungsablauf. Eine weitere Homogenisierung der Gemischverteilung beim direkteinspritzenden Dieselmotor muss demnach durch die „klassischen“ Motorentwurfskenngrößen erreicht werden. Abhängig von Temperatur, Druck, Ladungszusammensetzung und Gemischhomogenität stellen sich beliebige Mischformen von Spray- und Vormischverbrennung ein.

Die physikalischen und chemischen Vorgänge, die bei konventionellen Dieselmotoren auftreten, bilden auch die Basis von neuen Brennverfahren, wie z. B. der homogenen Dieselmotoren. In den folgenden Kapiteln werden aus diesem Grund die bekannten, grundlegenden Vorgänge bei der Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffbildung beschrieben. In Kapitel 2.4 wird ein kurzer Überblick über die bisherigen Veröffentlichungen zur Thematik der alternativen Dieselmotoren gegeben.

2.1 Gemischbildung

In der Vergangenheit sind verschiedenste Arten der dieselmotorischen Gemischbildung eingesetzt worden [3],[4],[5]. Zu nennen sind im Wesentlichen die indirekte Einspritzung in eine Vor- oder Wirbelkammer und die wandanlagernde Gemischbildung des MAN M-Verfahrens [4]. Aufgrund des günstigeren Kraftstoffverbrauchs hat sich bei PKW- und NFZ- Dieselmotoren ein luftverteilendes Direkteinspritzverfahren durchgesetzt. Die folgenden Ausführungen betrachten aus diesem Grund nur Effekte, die für dieses Einspritzverfahren von Bedeutung sind.

Der Ablauf des Gemischbildungsvorgangs wird von einer großen Anzahl von Parametern bestimmt. Die wichtigsten Einflussgrößen sind:

- Einspritzung
- Ladungsbewegung
- Brennraumwandeinfluss

2.1.1 Einspritzseitige Gemischbildung

Für das Verfahren der luftverteilenden Direkteinspritzung wird bei aktuellen Motoren eine Mehrlochdüse mit Drallunterstützung eingesetzt. Die Einspritzung findet gegen Ende des Verdichtungstaktes statt. Der Zerfall des Kraftstoffstrahles kann in zwei Bereiche des primären und sekundären Strahlaufbruchs eingeteilt werden [6], [7]: Der Primärzerfall beschreibt den erstmaligen Zerfall der zusammenhängenden Flüssigkeit in Ligamente und Tropfen. Unter dem sekundären Zerfall versteht man den Aufbruch bereits

existierender Tropfen aufgrund aerodynamischer Kräfte, die durch die Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Brennraumgas hervorgerufen werden.

Die Zerfallsmechanismen sind in [13][14] detailliert dargestellt und können mit folgenden Kennzahlen beschrieben und zugeordnet werden:

$$Re = \frac{v_{rel} \cdot D_{SP} \cdot \rho_{fl}}{\eta_{fl}} \quad (2.1)$$

$$We = \frac{v_{rel}^2 \cdot D_{SP} \cdot \rho_g}{\sigma_{fl}} \quad (2.2)$$

$$Oh = \frac{\sqrt{We}}{Re} = \frac{\eta_{fl}}{\sqrt{\sigma_{fl} \cdot D_{SP} \cdot \rho_{fl}}} \quad (2.3)$$

Der Strahlzerfall wird mit Hilfe der Weberzahl We (Gasdichte ρ_g , Spritzlochdurchmesser D_{SP} , Relativgeschwindigkeit v_{rel} , Oberflächenspannung σ_{fl}) der Reynoldszahl Re (Flüssigkeitsdichte ρ_{fl} , Viskosität η_{fl}) und der daraus abgeleiteten Ohnesorge-Zahl Oh beschrieben. Die Ohnesorge-Zahl berücksichtigt die relative Bedeutung von Zähigkeit und Oberflächenspannung. Diese Kennzahl erlaubt eine Einteilung des Primärzerfalls und des Sekundärzerfalls in verschiedene Bereiche.

Der *Primärzerfall* eines Flüssigkeitsstrahles unterliegt unterschiedlichen Strahlaufbruchsmechanismen, die von der Düsengeometrie, der Relativgeschwindigkeit der Flüssigkeit zum umgebenden Gas und von den physikalischen Eigenschaften der Flüssigkeit abhängig sind [8]. Im Falle der Hochdruck-Dieseleinspritzung bewirkt die Existenz von Kavitationsstrukturen zusammen mit der im Spritzloch generierten Turbulenz den sofortigen Aufbruch des Strahls bei Austritt aus der Düse. Kavitationsstrukturen entstehen dabei aufgrund des Abfalls des statischen Druckes in der Düse und sind bezüglich der Stärke ihrer Ausbildung von Düsengeometrie und Einspritzdruck abhängig [7]. Aktuell werden in der Dieseleinspritztechnik eine Vielfalt von Düsenbauformen und Spritzlochgeometrien eingesetzt [9]. Wesentliche auf die Kavitation Einfluss nehmende geometrische Größen sind [10]:

- Konizität des Spritzloches (k-Faktor)
- Größe der Einlaufverrundung am Spritzloch (HE-Verrundung)
- Lage des Spritzloches im Sackloch (A-Maß)

Der Konizitätsfaktor k ist gemäß Glg. (2.4) definiert mit den Spritzlochdurchmessern am Einlauf ($D_{SP,i}$) und Auslauf ($D_{SP,a}$). Positive k -Faktoren bedeuten demnach ein sich in Strömungsrichtung verjüngendes Spritzloch, wodurch eine Strahlbündelung entsteht.

$$k = \frac{D_{SP,a} [\mu m] - D_{SP,i} [\mu m]}{10} \quad (2.4)$$

Der HE-Verrundungsgrad berechnet sich aus den hydraulischen Durchflüssen vor ($Q_{hyd,vHE}$) und nach ($Q_{hyd,nHE}$) dem Verrundungsprozess und ist definiert als:

$$HE = \left[\frac{Q_{hyd,nHE}}{Q_{hyd,vHE}} - 1 \right] \cdot 100\% \quad (2.5)$$

Bei aktuellen Spritzlochgeometrien (ks-Geometrie) werden zunächst die konischen Spritzlöcher erodiert, mit dem anschließenden Verrundungsvorgang wird der gewünschte hydraulische Düsendurchfluss (HD) eingestellt. Dadurch ergibt sich eine Lochaufweitung und ein hoher Strömungsbeiwert [11].

In Abbildung 2.2 ist der Einfluss der Spritzlochkonizität auf die Düseninnenströmung dargestellt. Die divergierende Spritzlochgeometrie (linkes Bild) zeigt einen hohen Dampfanteil, d.h. eine stark kavitierende Strömung, was zu einem größeren Strahlkegelwinkel und einer verringerten Strahlaufbruchlänge führt [9]. Bei konvergierenden Spritzlochgeometrien ist durch die gleichmäßigere Geschwindigkeitsverteilung eine wesentlich geringere Kavitationsneigung vorhanden (rechtes Bild).

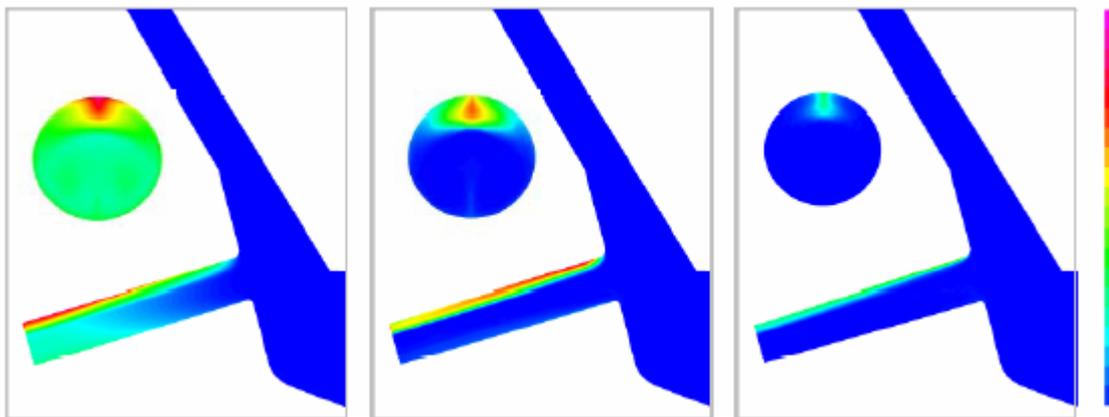


Abbildung 2.2: CFD-Simulation des Dampfanteils von Düsen mit unterschiedlicher Spritzlochgeometrie [9]. von links nach rechts: $k=-1.5$; $k=0$; $k=1.5$. SP-Austritt u. Schnitt.

Alle Maßnahmen, die Düseninnenströmung zu gleichmäßiger machen, wie Einlaufkantenverrundung und konvergierende Spritzlöcher, tragen dazu bei, die Kavitation im Spritzloch zu verringern. Während des Öffnens bzw. Schließens der Düsennadel ist die engste Drosselstelle der Nadelsitz. Dort kann ein Kavitations Schlauch erzeugt werden, der sich bis in das Spritzloch fortsetzt. Dadurch wird ebenfalls der primäre Strahlaufbruch verstärkt [12].

Der *Sekundärzerfall* wird durch die hohen Strömungsgeschwindigkeiten bei der Dieseleinspritzung begünstigt. Durch die hohe Relativgeschwindigkeit der Tropfen zur Umgebung entsteht eine asymmetrische Druckverteilung am

Tropfen mit einer daraus resultierenden Verformung und einem Aufbrechen des Tropfens. Charakteristisch für den Sekundärzerfall ist die Weber-Zahl, die das Verhältnis der aerodynamischen Kräfte zu den Oberflächenspannungskräften wiedergibt. Abhängig von der Weberzahl werden verschiedene Zerfallsprozesse durchlaufen [15], wobei bei der Dieseleinspritzung hauptsächlich Zerfallsprozesse bei hohen Weberzahlen dominant sind. Weitere sekundäre Prozesse treten bei Tropfenkollisionen auf, bei denen sich die Tropfen verbinden (Koaleszenz), komplett trennen oder unter Bildung von Satellitentropfen wieder trennen können.

Ein weiterer wichtiger Teilprozess der Gemischbildung ist die Kraftstoffverdampfung. Die Verdampfungsrate ist dabei hauptsächlich abhängig von der Tropfengröße, der Gastemperatur, der Relativgeschwindigkeit und der chemischen Zusammensetzung des Kraftstoffes. Die genauen Vorgänge bei der Tropfenverdampfung sind in Kapitel 3.3.2 beschrieben.

2.1.2 Brennraumwandeinfluss

In PKW-Dieselmotoren mit kleinen Bohrungsdurchmessern ist die Strahl Eindringtiefe in vielen Betriebspunkten höher als der Abstand zur Brennraumwand [16][17]. In diesem Fall kommt es zu einer Interaktion der Brennraumwand mit den Einspritzstrahlen. Durch das Auftreffen des Einspritzstrahles auf die Brennraumwand entsteht ein sogenannter „walljet“ [22]. Die Lufteinsaugung in den Strahl erhöht sich durch den Wandaufprall und einer daraus resultierenden Wirbelbildung signifikant [22][25]. Der Auftreffpunkt des Strahles auf den Rand der Kolbenmulde bestimmt die Gemischverteilung auf Mulden- und Quetschspaltvolumen sowie das Strömungsfeld im Brennraum. Bei richtiger Abstimmung des Strahlauftreffpunktes kann die Rußemission deutlich verringert werden [24]. Durch den „reverse squish“ in der Expansion kann der auf den Muldenrand treffende Strahl in den Quetschspalt gelangen und sorgt für eine unvollständige Verbrennung mit hohen HC-Emissionen [19].

2.1.3 Ladungsbewegung

Die Gemischbildung wird bei direkteinspritzenden Dieselmotoren mit luftverteilterm Kraftstoff durch die Ladungsbewegung unterstützt. Bei den Strömungsrichtungen im Brennraum unterscheidet man zwischen dem Einlasskanaldrall, der eine tangentiale Strömung im Brennraum verursacht und der Quetschströmung. Der Einfluss der Tumble-Strömung ist für die dieselmotorische Gemischbildung von untergeordneter Rolle. Im Folgenden wird der Einfluss der genannten Strömungsformen auf die Gemischbildung erläutert.

Der *Einlasskanaldrall* ist eine tangential zum Brennraum ausgerichtete Strömung, die durch eine geeignete Form der Einlasskanäle und deren

Anordnung generiert wird. Die rotierende Ladungsbewegung wird durch die Drallzahl, bestimmt aus der Umfangsgeschwindigkeit c_u und der Axialgeschwindigkeit c_a , beschrieben:

$$g = \frac{c_u}{c_a} \quad (2.6)$$

Zur Bestimmung der Drallströmung werden im Wesentlichen die Winkelgeschwindigkeitsmessung mit Flügelradanemometer und die Drehimpulsstrommessung mit Strömungsgleichrichter angewandt [22]. Die Drallzahl wird bei diesen Verfahren stationär und in Abhängigkeit des Ventilhubes bestimmt. Zur Charakterisierung der Strömungseigenschaften der Einlasskanäle mit einem einzigen Kennwert existieren mehrere Verfahren [22]. In dieser Arbeit wird die in Kapitel 4.1.1 beschriebene Drallzahl im unteren Totpunkt (DrzUT) verwendet.

Die Umfangsgeschwindigkeit der tangentialen Strömung steigt mit der Motordrehzahl nahezu linear an [23]. Im Kompressionstakt wird die rotierende Ladungsbewegung in die Brennraummulde gedrückt. Aufgrund der Impulsmomentenerhaltung steigt dadurch die Winkelgeschwindigkeit der Ladungsrotation [24]. Durch die Dissipation erreicht die Muldendrallzahl kurz vor dem OT ihren maximalen Wert.

Ziel der rotierenden Ladungsbewegung ist die tangentielle Kraftstoffverteilung im Brennraum. Die Verteilung des Kraftstoffes in tangentialer Richtung wird außerdem durch die Spritzlochanzahl und die Einspritzdauer realisiert. Durch die rotierende Ladungsbewegung muss demnach der Kraftstoff zwischen den Strahlsegmenten möglichst gleichmäßig verteilt werden, ohne dass Kraftstoff in die benachbarten Strahlen geweht wird [24]. Daraus folgt, dass die von der Motordrehzahl abhängige Ladungsrotation mit der Spritzlochanzahl und der Einspritzdauer abgestimmt werden muss. Bei PKW-Dieselmotoren mit einer großen Drehzahlspanne entsteht aus diesem Grund der Zielkonflikt, dass bei niedrigen Drehzahlen die Ladungsrotation nicht ausreichend ist und bei hohen Drehzahlen aufgrund der hohen Ladungsrotation ein Überwehen der Strahlen „overswirl“ auftreten kann. Zur Entschärfung des Zielkonfliktes werden von Takahashi [25] verschiedene System zur variablen Gestaltung des Einlasskanaldralls unabhängig von der Motordrehzahl vorgeschlagen.

Die Einlasskanalströmung wird mit zunehmender Annäherung des Kolbens an den oberen Totpunkt von der *Quetschströmung* überlagert. Die zwischen Kolben und Zylinderkopf befindliche Luft wird während der Kompression aus dem so genannten Quetschspalt in die Kolbenmulde gepresst. Die Ausprägung der Quetschströmung ist in erster Linie von der Muldengeometrie, der Quetschspalthöhe und der Kolbengeschwindigkeit abhängig [26]. Die Quetschströmung verbessert den sekundären Strahlerfall durch eine erhöhte Relativ-

geschwindigkeit zwischen Kraftstoff und Zylinderladung. Bei einer Einspritzung vor dem OT ist die Quetschströmung der Strahlausbreitung entgegengesetzt. Darüber hinaus wird die Gemischaufbereitung durch die von der Quetschströmung generierten Turbulenzen und Strömungsstrukturen unterstützt [27][28].

2.2 Selbstzündung und Verbrennung

Die Zeitspanne zwischen Einspritzbeginn und einer ersten merklichen Wärme-freisetzung durch chemische Reaktionen wird als Zündverzug bezeichnet. Sie beinhaltet komplexe physikalische und chemische Vorgänge, die bis heute nur in groben Zügen verstanden werden. Die wesentlichen physikalischen Vorgänge sind die Zerstäubung, Aufheizung, Verdampfung und Durchmischung mit der Luft des ersten eingebrachten Kraftstoffes. Diese Vorgänge sind in Kapitel 2.1 ausführlich beschrieben. Die chemischen Vorgänge, die zur Selbstzündung und zur Verbrennung führen, werden in den folgenden Unterkapiteln geschildert. Ausgehend von allgemeingültigen Grundlagen der Selbstzündung und Verbrennung von Kohlenwasserstoff-Luft-Gemischen wird die motorische Verbrennung betrachtet. Die Nachteile der dieselmotorischen Sprayverbrennung, als Stand der Technik, dienen als Motivation für die Homogene Kompressionszündung, welche diese Nachteile vermeidet.

2.2.1 Selbstzündung von Kohlenwasserstoff-Luft-Gemischen

Die Selbstzündung von C_xH_y -Brennstoffen ist in einer Fülle von experimentellen und theoretischen Untersuchungen beschrieben worden [29]-[39]. Die komplexen Reaktionsmechanismen der Kohlenwasserstoffoxidation bestehen aus einer großen Anzahl von gleichzeitigen und unabhängigen Reaktionen oder Kettenreaktionen [36]. Prinzipiell können die Radikalkettenreaktionen in folgende Schritte eingeteilt werden [38]:

- *Ketteneinleitung*: Reaktive Spezies (Radikale, gekennzeichnet mit \bullet) werden aus einer stabilen Spezies gebildet.
z. B.: $H_2 + O_2 \longrightarrow 2OH\bullet$
- *Kettenfortpflanzung*: Ein Radikal reagiert mit einem stabilen Molekül unter Bildung eines stabilen Moleküls und einem Radikal.
z. B.: $OH\bullet + H_2 \longrightarrow H_2O + H\bullet$
- *Kettenverzweigung*: Ein Radikal reagiert mit einem stabilen Molekül unter Bildung zweier Radikale. z. B.: $2H_2 + O\bullet \longrightarrow H_2O + 2H\bullet$
- *Kettenabbruch*: Die Radikale reagieren zu stabilen Molekülen.
z. B.: $H\bullet + O_2 + M \longrightarrow HO_2 + M$. M steht für ein Molekül, das Energie von den Reaktanden aufnimmt/abgibt.

Die oben beschriebenen Mechanismen laufen bereits während der Zündverzugsphase ab. Bei einem Überwiegen der Kettenverzweigungsschritte entsteht eine große Anzahl an Radikalen, die mit den Kohlenwasserstoffmolekülen exotherm reagieren und zu einem Temperaturanstieg führen. Die Bedingung für eine Zündung ist, dass die Wärmeerzeugung der chemischen Reaktionen den Wandwärmeverlust übersteigen muss. Diese Grenze wird auch als thermische Zündgrenze, bzw. als 3. Zündgrenze bezeichnet [38].

Der weitere Reaktionsverlauf ist stark von der Temperatur abhängig und kann in einen Nieder- und einen Hochtemperaturbereich eingeteilt werden. Bei länger-kettigen Alkanen ist eine Zweistufenzündung mit cool-flame und hot-flame Verbrennung zu beobachten [31][32]. Die wichtigsten Reaktionswege der Hoch- und Niedertemperaturreaktion sind in Abbildung 2.3., links, dargestellt. Die Reaktion wird durch eine H-Atom Abstraktion vom Brennstoffmolekül (RH) durch Sauerstoff O_2 eingeleitet. Es wird ein Alkyl-Radikal und HO_2 gebildet. Bei niedrigen Temperaturen wird durch eine O_2 -Addition $R + O_2 = RO_2$ ein exothermer Zyklus eingeleitet, in dem H_2O und ein Alkylperoxid $O=ROOH$ entsteht. Dieser Zyklus dauert an, bis eine bestimmte Temperatur erreicht ist, ab der die konkurrierende Reaktion $R + O_2 = \text{Olefin} + HO_2$ die erste Stufe der Verbrennung beendet. In der zweiten Stufe beginnen leicht exotherme Hochtemperaturreaktionen, die ein Olefin und H_2O_2 produzieren und die Temperatur stagniert. Danach steigt die Temperatur leicht und die Reaktion $H_2O_2 + M = OH + OH + M$ beendet die zweite Stufe und leitet eine Radikalketten-Explosion ein. Während der Explosion reagieren $O=ROOH$ und Olefin irreversibel zu H_2O und CO weiter. In einem letzten Schritt reagiert $CO + OH = CO_2 + H$.

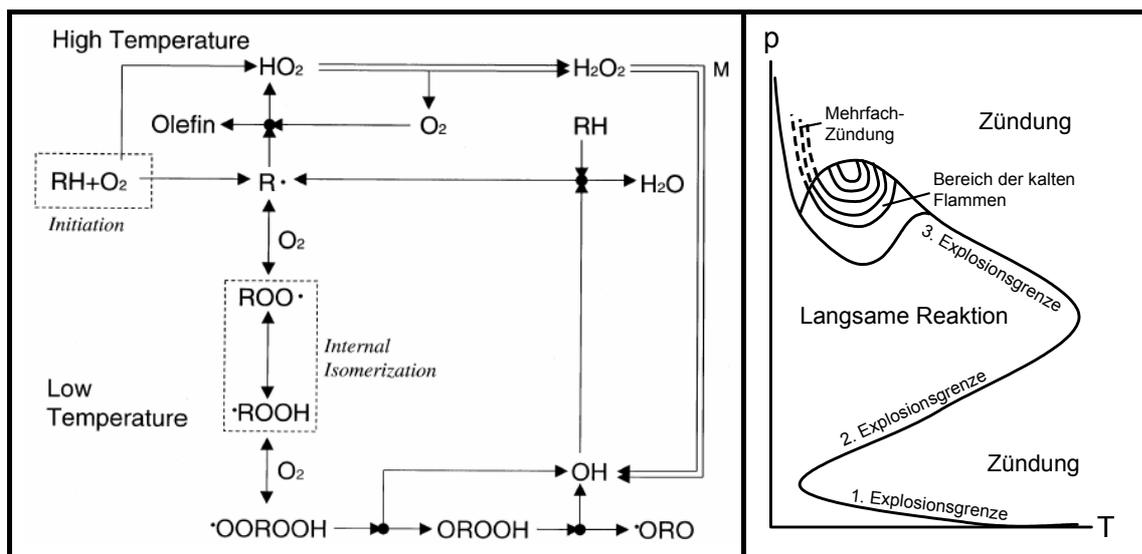


Abbildung 2.3: Oxidationsschema für Alkane [36] (links), p - T Explosionsdiagramm [38] (rechts)

In Abbildung 2.3, rechts ist die Temperatur- und Druckabhängigkeit der beschriebenen Nieder- und Hochtemperaturreaktionen dargestellt. Bei

motorischen Drücken und Temperaturen sind lediglich die 3. Explosionsgrenze und der Bereich der kalten Flammen (cool-flames) von Bedeutung.

2.2.2 Sprayverbrennung - Homogene Kompressionszündung

Ausgehend von dem konventionellen Dieserverfahren, welches durch einen hohen Anteil an Sprayverbrennung charakterisiert ist, wird in diesem Kapitel ein Verfahren zur Vermeidung der daraus resultierenden Nachteile beschrieben.

Die konventionelle Dieserverbrennung kann in drei Phasen eingeteilt werden [36][37][39]: Vorgemischte Verbrennung (Premixed-Verbrennung), Diffusions- bzw. Sprayverbrennung und verschleppte Nachverbrennung. In der Premixed-Verbrennung wird die während der Zündverzugsphase eingespritzte Kraftstoffmenge sehr schnell umgesetzt. In modernen Motoren wird durch Piloteinspritzung(en) diese Verbrennungsphase möglichst klein gehalten, um das Verbrennungsgeräusch zu reduzieren [40] [42], siehe Abbildung 2.4, rechts. Die nachfolgende Phase der Sprayverbrennung beginnt zunächst mit einem sogenannten „lift-off“ [43][44], bei der die Entflammung des Sprays in deutlicher Entfernung vom Spritzloch zuerst in der Gasphase auftritt. Durch den Temperaturanstieg aufgrund der Verbrennung wandert die Enflammungszone strahlaufwärts und führt zu einer Kombination aus kraftstoffreicher Vormisch- und Diffusionsverbrennung. In Abbildung 2.4, links, ist deutlich das Rußleuchten der kraftstoffreichen Verbrennung während der Haupteinspritzung zu beobachten.

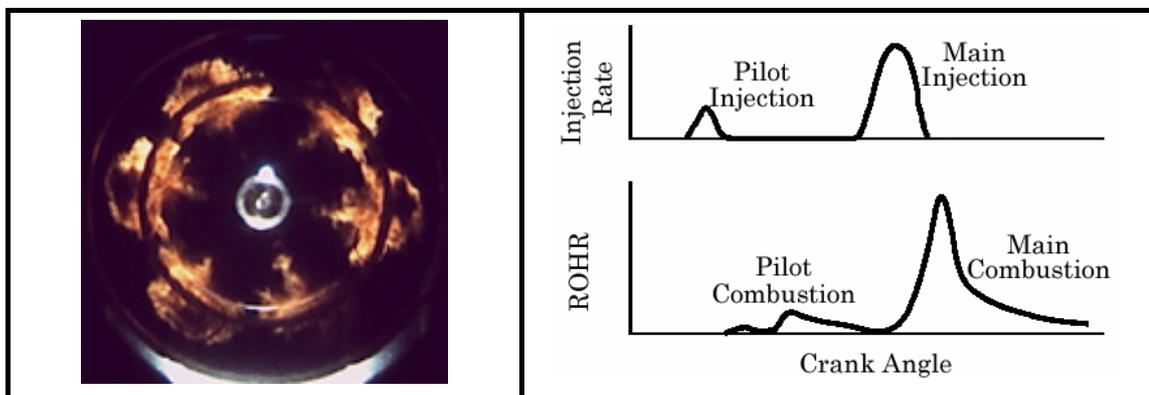


Abbildung 2.4: Konventionelle Dieserverbrennung. Eigenleuchten der Hauptverbrennung im Transparentmotor [41] (links). Einspritzrate und Brennverlauf eines Dieserverfahrens mit Piloteinspritzung [42] (rechts)

Eine fast vollständige Vermeidung der Ruß- und Stickoxidbildung kann durch eine homogen-magere Kompressionszündung erfolgen. Die Zündung erfolgt dabei gleichzeitig an unendlich vielen Stellen im Brennraum und es bildet sich keine geschlossene Flammenfront aus [45][46]. Wegen der starken Abhängigkeit der Zündverzugszeit von der Temperatur zündet die nur hinsichtlich der Kraftstoffkonzentration homogene Ladung an Punkten mit erhöhter Temperatur (englisch: hot spots) [38][47]. Die Distanz zwischen diesen

sogenannten exothermen Zentren führt dazu, dass die Verbrennungstemperaturen durch eine Wärmeableitung in die Umgebung deutlich geringer als bei einer Flammenfrontausbreitung sind [46]. Dadurch tritt nahezu keine Stickoxidbildung auf. In Abbildung 2.5, links, ist eine Chemilumineszenz-Aufnahme einer n-Butan Verbrennung in einem Einhubtriebwerk dargestellt. Die Aufnahme ist bei maximalem Brennverlauf gemacht. Deutlich sind die exothermen Zentren der Reaktion zu sehen. In Abbildung 2.5, rechts, ist der motorische Brennverlauf bei ähnlichen Bedingungen dargestellt. Die Verbrennung läuft wie in Kapitel 2.2.1 beschrieben mit einer Nieder- und Hochtemperaturreaktion (cool- und hot-flame) ab.

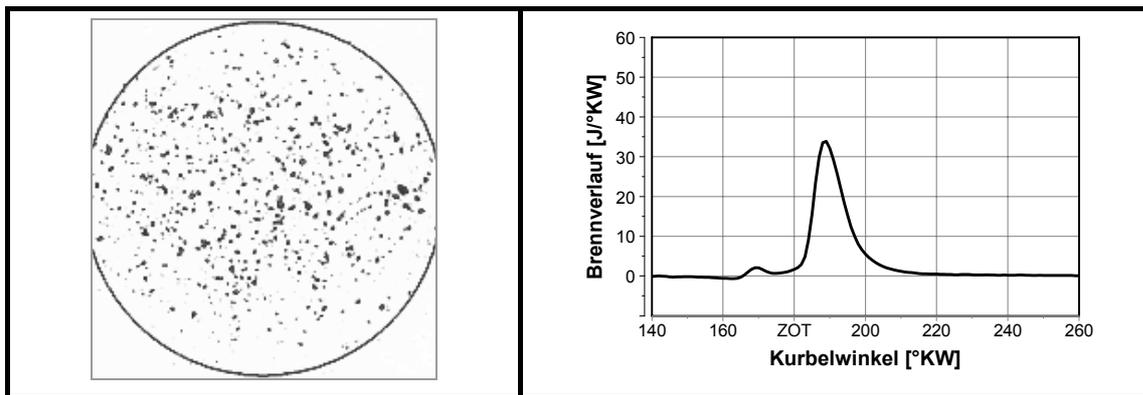


Abbildung 2.5: *Homogene Kompressionszündung mit n-Butan [63]. Chemilumineszenz der Verbrennung im Einhubtriebwerk bei maximalem Brennverlauf (links). Brennverlauf im Einzylindermotor (rechts).*

Die homogene Kompressionszündung ist hauptsächlich reaktionskinetisch kontrolliert und erfolgt aufgrund der fehlenden langsamen physikalischen Vorgänge sehr schnell [48]. Durch eine Annäherung an den Gleichraumprozess ergibt sich ein theoretisch hoher Wirkungsgrad [49].

2.3 Schadstoffemission

Bei einer vollständigen Verbrennung von Dieselkraftstoff entstehen lediglich die Oxidationsprodukte Kohlendioxid und Wasser. Im realen dieselmotorischen Abgas sind jedoch auch Stickstoffverbindungen als weitere Oxidationsprodukte vorhanden. Die relativ kurze dieselmotorische Verbrennung führt auch je nach lokal herrschenden Sauerstoff- und Temperaturverhältnissen zur Bildung von teilverbrannten und unverbrannten Stoffen wie beispielsweise Kohlenmonoxid (CO), Ruß und Kohlenwasserstoffe (HC) [3].

2.3.1 Stickoxidemission

Stickoxide entstehen bei der Verbrennung mit Luft auf verschiedenen Wegen. Die Bildung ist dabei um Größenordnungen langsamer als die Reaktionen der Hauptverbrennung und aus diesem Grund kinetisch kontrolliert. Die

verschiedenen Bildungs- und Reduktionswege aus einer Reaktionsflussanalyse einer n-Heptan Flamme sind in Abbildung 2.6 dargestellt.

Thermisches NO (Zeldovich NO) [51] ist unter motorrelevanten Bedingungen die Hauptquelle der Stickoxidemission und wird über die Elementarreaktion in Glg. (2.7) beschrieben. Der Name „thermisch“ rührt aus der hohen Aktivierungsenergie der ersten Reaktion. Diese wird benötigt, um die Dreifachbindung des Stickstoffmoleküls aufzubrechen.



Promptes NO (Fenimore NO) entsteht in der Flammenzone bei einem Überschuss des CH-Radikals und atomarem Stickstoff [52]. Aufgrund der dünnen Flammenzone beim Dieselmotor ist der Beitrag zur NO-Bildung allerdings gering.

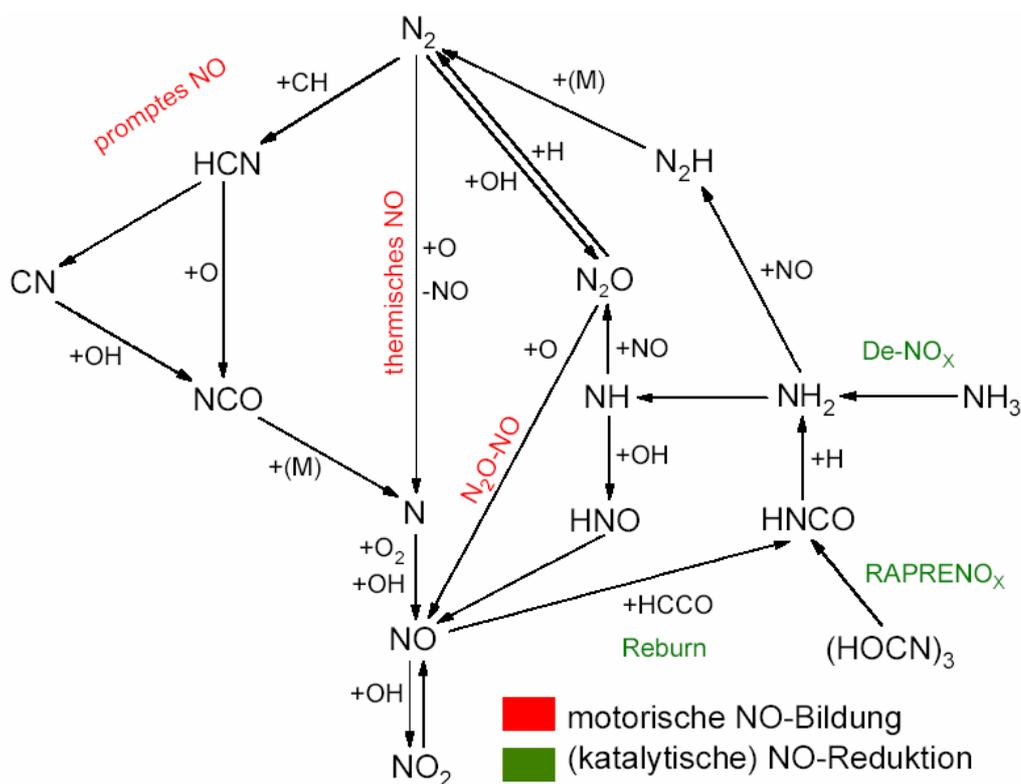


Abbildung 2.6: Reaktionsflussanalyse der NO-Bildung an einer n-Heptan Flamme [50]

Über *Distickstoffoxid (N₂O)* gebildetes NO hat ebenfalls einen geringen Beitrag zur Gesamtemission. Wird jedoch die thermische NO-Bildung über den Zeldovich-Mechanismus durch temperaturabsenkende Maßnahmen wie beispielsweise Abgasrückführung unterdrückt, gewinnt dieser Reaktionspfad zunehmende Bedeutung [53]. N₂O entsteht über eine Dreistoßreaktion eines chemisch nicht beteiligten Moleküls, Stickstoff und atomarem Sauerstoff.

Diese Dreistoßreaktion weist eine hohe Druckabhängigkeit und geringe Temperaturabhängigkeit auf, weshalb insbesondere bei hochaufgeladenen Motoren dieser Reaktionszweig an Bedeutung zunimmt.

Bei sehr fetter Verbrennung kann eine NO-Reduktion über den Reburn Weg stattfinden, die anderen Pfade sind nur bei katalytischer Denoxierung wichtig.

2.3.2 Rußbildung und -oxidation

Die Rußbildung bei der dieselmotorischen Verbrennung ist ein sehr komplexer Vorgang, dessen einzelne Reaktionen bis heute nicht vollständig geklärt sind. Die grundlegenden Prozesse der Rußbildung sind jedoch prinzipiell identifiziert [54],[55]: Bildung polyzyklischer, aromatischer Kohlenwasserstoffe (PAK); planares Wachstum der PAK; Rußkeimbildung durch Entstehung von dreidimensionalen Clustern aus PAK; Wachstum der Rußkeime zu Rußpartikeln durch Oberflächenwachstum und Koagulation.

Die Rußbildung ist im Wesentlichen von der lokalen Sauerstoffkonzentration und der Temperatur abhängig. In Brennraumbereichen, in denen ein lokales Luftverhältnis von $\lambda < 0.6$ vorliegt und die lokale Temperatur 1500 K übersteigt, tritt Rußbildung auf, siehe Abbildung 2.7. Untersuchungen an stationären Flammen bestätigen diese Randbedingungen [57][58][60].

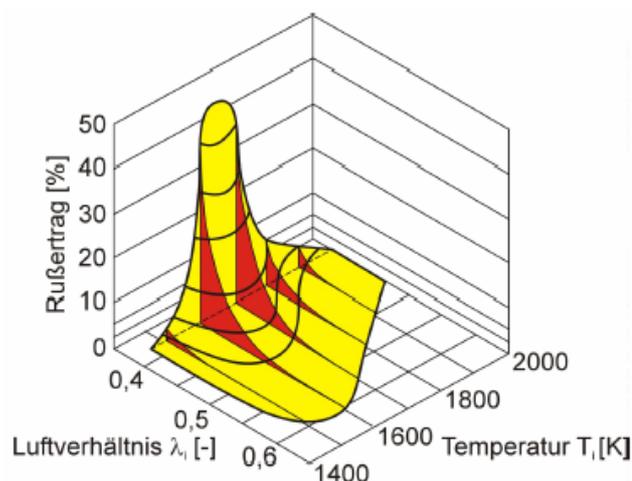


Abbildung 2.7: Rußertrag in Abhängigkeit der Temperatur und des Luftverhältnisses [56]

Die Rußemission ist das Resultat von Rußbildungs- und Rußnachoxidationsvorgängen. In der späten Verbrennungsphase dominieren Mischungs- und Oxidationsvorgänge. Abhängig von der Turbulenz, der Sauerstoffkonzentration und der Temperatur kann der überwiegende Teil des während der dieselmotorischen Verbrennung gebildeten Rußes nachoxidiert werden [54][55][60]. Die Rußnachoxidation hat demzufolge einen entscheidenden Beitrag zur gesamten Rußemission.

2.4 Bekannte alternative Dieselbrennverfahren

In der Literatur werden seit den 70er Jahren alternative Dieselverbrennungsverfahren beschrieben. Getrieben von der drastischen Verschärfung der Emissionsgrenzwerte für Dieselmotoren ist in den letzten 10 Jahren eine steigende Anzahl von Veröffentlichungen auf diesem Gebiet zu beobachten, was das stark gestiegene Interesse an dieser Thematik widerspiegelt.

Alle bekannten Ansätze zielen darauf, die nachteiligen Verbrennungszustände des konventionellen Dieselverfahrens mit Ruß- und Stickoxidbildung zu vermeiden. In Abbildung 2.8 ist der Zustandsbereich der konventionellen dieselmotorischen Verbrennung eingezeichnet. Die Verbrennung läuft nahe der adiabaten Flammentemperatur ab und durchquert Bereiche mit hoher Stickoxidbildung (nahe der Stöchiometrie) und hoher Rußbildung (im fetten Gemisch).

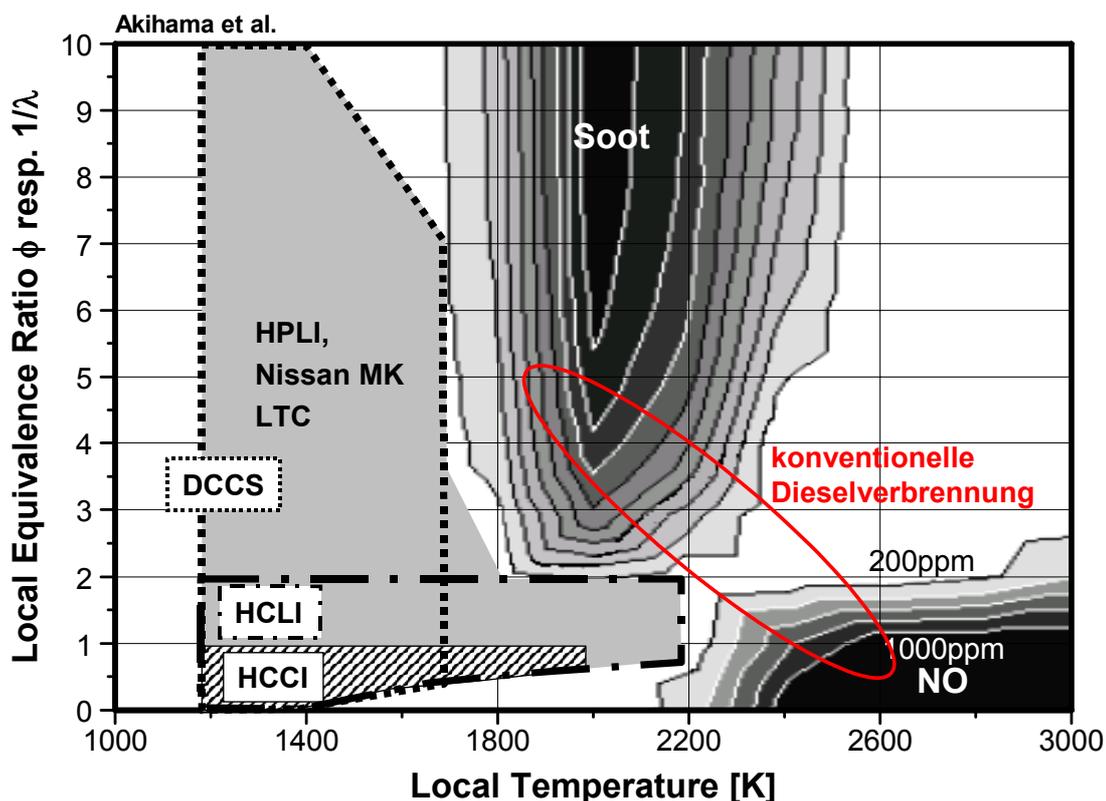


Abbildung 2.8: Bekannte Verfahren der alternativen bzw. homogenisierten Dieselverbrennung im ϕ -T-Diagramm in Anlehnung an [61]

Das Ziel aller Ansätze der alternativen Dieselverbrennung ist die Vermeidung der o. g. Zustände. Bei der Mehrzahl der Verfahren wird dieses durch eine Vormischung des Kraftstoffes mit der Ansaugluft und dem Restgas erreicht. Das homogenisierte Gemisch kann entweder durch frühe Einspritzung des

Kraftstoffes in der Kompressionsphase (Saugrohr- oder Direkteinspritzung) oder durch eine späte Einspritzung nach OT erzeugt werden (siehe Abbildung 2.9).

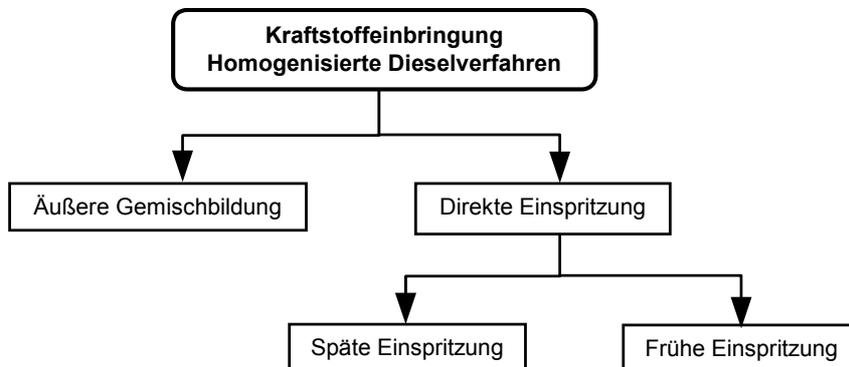


Abbildung 2.9: Einteilung der alternativen Dieselmotorenverfahren nach der Art der Gemischbildung

Die einzelnen, in der Literatur beschriebenen Verfahren, unterscheiden sich hauptsächlich in der Art der Gemischbildung und der Ladungszusammensetzung. Im Folgenden werden die einzelnen Verfahren, eingeteilt in vier Kategorien, beschrieben.

2.4.1 Homogene Dieselmotorenverbrennung

Die Verfahren der Homogenen Dieselmotorenverbrennung werden in der englischsprachigen Literatur meist als HCCI (Homogenous Charge Compression Ignition) bezeichnet.

Wie in Abbildung 2.9 dargestellt, wird die hohe Gemischhomogenität bei diesem Verfahren durch eine äußere Gemischbildung oder durch eine frühe Einspritzung im Kompressionstakt erzielt.

Erste detaillierte Untersuchungen der Einflussgrößen auf die homogene Kompressionszündung mit äußerer Gemischbildung bei verschiedenen Kraftstoffen sind in [62], [63] dargestellt. Es ergibt sich ein von den Größen Verdichtungsverhältnis, Abgasrückführrate und Ansauglufttemperatur abhängiger Betriebsbereich, der eingeschränkt ist durch zu schnelle Verbrennung, „Klopfen“ oder durch Aussetzer. Zillmer [64] verwendet eine Verdampfungseinrichtung für eine äußere Gemischbildung mit Dieselmotorkraftstoff. Damit kann die Stickoxid- und Rußbildung fast vollständig verhindert werden. Die mit steigender Motorlast schneller werdende Verbrennung kann mit Hilfe von Abgasrückführung verlangsamt werden.

Untersuchungen zur inneren Gemischbildung mit früher Einspritzung sind vor allem an NFZ-Motoren durchgeführt worden. Insbesondere das New ACE Institut hat diesbezüglich umfangreiche Untersuchungen veröffentlicht [65], [66]. Das Verfahren wird als PREDIC (Premixed Lean Diesel Combustion) bezeichnet. Als Hauptproblematik wird hier der Auftrag von flüssigem Kraftstoff

auf die Brennraumwände angeführt. Um dieses zu verhindern wurden unterschiedliche Direkteinspritzsysteme untersucht, darunter Kegelstrahldüsen, gegenüberliegende Injektoren mit sich kreuzenden Strahlen und 30-Loch Düsen. Die Ruß- und Stickoxidemissionen können mit diesem Verfahren fast vollständig vermieden werden, allerdings steigen die HC- und CO-Emissionen drastisch an.

2.4.2 Niedertemperaturverbrennung

Ein gänzlich anderer Weg wird bei der Niedertemperaturverbrennung, den Verfahren DCCS und teilweise auch bei LTC, gegangen. Dabei wird durch hohe Abgasrückführraten die Verbrennungstemperatur so weit abgesenkt, bis die Rußbildungstemperatur unterschritten wird. Vom Prinzip der Diffusionsverbrennung muss dabei jedoch nicht abgegangen werden. Infolge der abgesenkten Verbrennungstemperatur bleibt allerdings der Verbrennungsprozess unvollständig, wodurch sich sehr hohe HC- und CO-Emissionen ergeben [67]. Diese hohen HC- und CO-Emissionen können gezielt zur Regeneration eines DPNR-Abgasnachbehandlungssystems genutzt werden [68].

2.4.3 Späte, vorgemischte Verbrennung

Eine weitere Variante der Verbrennungsführung zur Umgehung der in Abbildung 2.8 dargestellten Bereiche der Ruß- und Stickoxidbildung stellt vorgemischte Verbrennung mit später Einspritzung dar. Zuerst wird dieses Verfahren von Nissan in [69] erwähnt und als MK (Modulated Kinetics) Combustion bezeichnet. Durch eine späte Einspritzung in Verbindung mit einer stark reduzierten Sauerstoffkonzentration der Zylinderladung durch eine hohe Abgasrückführleistung kann eine gleichzeitige Reduzierung der Stickoxid- und Rußemissionen erzielt werden [69]. Eine Reduzierung der HC-Emissionen ist durch eine Vergrößerung des Muldendurchmessers und Verringerung des Spritzlochdurchmessers möglich [70]. Dieses Verfahren basiert jedoch auf der Forderung, dass der gesamte Kraftstoff während der Zündverzugsphase eingespritzt werden muss. Mit steigender Motorlast verkürzt sich jedoch der Zündverzug und die Einspritzdauer wird länger. Zur Lösung dieses Zielkonfliktes verwendet Nissan ein stark reduziertes Verdichtungsverhältnis, eine hohe AGR-Kühlleistung und weiter gesteigerte Einspritzdrücke.

In neueren Veröffentlichungen werden Weiterentwicklungen des beschriebenen Verfahrens als HPLI (Highly Premixed Late Injection) [71], [72] oder als DHC (Delayed Homogenous Combustion) [73], [74] bezeichnet.

2.4.4 Kombinierte homogen-heterogene Verbrennung

Aufgrund der Beschränkung der homogenen Verfahren auf die untere Teillast wurden Verfahren entwickelt, die zur Laststeigerung eine nach der homogenen Verbrennung anschließende heterogene Verbrennung verwenden.

Das New ACE Institut kombinierte das unter Kap. 2.4.1 beschriebene PREDIC-Verfahren mit einer zusätzlichen heterogenen Einspritzung durch einen zentral positionierten Injektor [76]. Zur Erzielung niedriger Stickoxid- und Rußemissionen muss die heterogene Verbrennung sehr spät in der Expansion erfolgen. Dadurch ergibt sich eine signifikante Verbrauchsverschlechterung. In [77] wird ein ähnliches Verfahren untersucht, die homogene Gemischbildung erfolgt jedoch mit einer 6-Loch Düse mit kleinem Spritzkegelwinkel zur Vermeidung des Kraftstoffwandaufrags bei frühen Einspritzungen. Die 6-Loch Düse erzielt eine gute heterogene Verbrennung, allerdings ist die erzielte Homogenität der Zylinderladung bei früher Einspritzung nicht sehr gut. Eine weitere untersuchte 30-Loch Düse mit 100 µm Spritzlochdurchmessern erzielte eine sehr gute Homogenisierung bei früher Einspritzung. Bei einer heterogenen Verbrennung ist die Strahlpenetration und damit die Luftefassung nicht genügend, wodurch sich hohe Rußemissionen ergeben.

Ein neueres Verfahren (NADI) für den PKW-Motor, das ebenfalls auf einem kleinen Spritzkegelwinkel basiert, zeigt auch die Problematik des Ansteigens der Ruß- und Stickoxidemissionen bei einer Kombination von homogener und heterogener Verbrennung [78]. Eine gleichzeitige Reduzierung von Stickoxid- und Rußemission muss durch eine starke Spätverlagerung der heterogenen Verbrennung erzielt werden, was sich aber negativ auf den Kraftstoffverbrauch auswirkt.

3 Analyse und Simulation der Verbrennung

Im Folgenden werden die in der weiteren Arbeit verwendeten Modelle zur Simulation und Analyse der (teil-)homogenen Verbrennung vorgestellt. Die Modelle tragen wesentlich zu einem besseren Verständnis der komplexen Teilprozesse der motorischen Verbrennung bei und können im Rahmen einer Kreisprozessrechnung zur Auslegung von neuen Motorengenerationen mit (teil-)homogener Verbrennung dienen.

3.1 Einzonige Druckverlaufsanalyse

Mit der Druckverlaufsanalyse wird aus dem gemessenen Druckverlauf unter den im Folgenden beschriebenen Modellannahmen u. a. der Brennverlauf berechnet. Der Brennverlauf beschreibt den zeitlichen Verlauf der Umsetzung von chemisch gebundener Brennstoffenergie in Wärmeenergie.

Für (teil-)homogene Brennverfahren müssen jedoch die Modelle für konventionelle Dieselmotoren deutlich modifiziert werden. Die wesentlichen Punkte sind:

- Die gasförmige Zylindermasse ändert sich während der Einspritzung bzw. Kraftstoffverdampfung (Direkteinspritzung).
- Die Kraftstoffverdampfung erfolgt größtenteils vor der Verbrennung (bei Direkteinspritzung).
- Während der Kompression ist Kraftstoffdampf als weitere Komponente des Gasgemisches im Brennraum zu berücksichtigen (Direkt- und Saugrohreinspritzung).
- Die Umsetzung jedes Kraftstoffmoleküls in Wärmeenergie erfolgt nicht unendlich schnell (chemisches Gleichgewicht), es findet eine endlich schnelle Mehrschritt-Reaktion statt. Die Energiefreisetzung bzw. der Energiebedarf der einzelnen Elementarreaktionen müsste theoretisch berücksichtigt werden.

3.1.1 Grundgleichungen und Berechnungsverfahren

Die Grundgleichungen und das Berechnungsverfahren sind allgemein bekannt und in [79] ausführlich dargestellt. In dieser Arbeit werden nur die oben erwähnten, notwendigen Modifikationen für (teil-) homogene Brennverfahren beschrieben. Die entwickelte Druckverlaufsanalyse ist modular aufgebaut und arbeitet zeitbasiert. Dadurch können auf einfache Weise phänomenologische

Modelle zur Kraftstoffverdampfung und auch Reaktionsmechanismen eingebunden werden. Das gesamte Programmsystem ist in Matlab[®] realisiert.

Die Berechnung des Heiz- und des Brennverlaufes basiert auf dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik, der für das System „Brennraum“ aufgestellt wird. Die Systemgrenzen sind der Kolben, der Zylinderkopf und die Ventile. Erwähnt werden muss an dieser Stelle, dass ein Wandauftrag von flüssigem Kraftstoff durch die Direkteinspritzung die Systemgrenzen überschreitet und aus diesem Grund die der Brennraumstruktur entzogene Energie nicht berücksichtigt wird. Dieser Vorgang muss ggf. durch ein Untermodell gesondert abgebildet werden. Die weiteren in das System ein- und austretenden Energien sind die Volumenänderungsarbeit W , Brennwärme Q_b , Wandwärme Q_w , die Enthalpie $H_{B,d} = h_{B,d} \cdot m_{B,d}$ des Kraftstoffdampfes, die zur Erwärmung aller Kraftstofftropfen notwendige Wärme Q_{drop} , Abgasenthalpie H_a , Ansaugenthalpie H_e und Leckageenthalpie H_l . Damit lautet der 1. Hauptsatz in differentieller Form:

$$\frac{dW}{dt} + \frac{dQ_b}{dt} + \frac{dQ_w}{dt} - h_{B,d} \frac{dm_{B,g}}{dt} - \sum \frac{dQ_{drop}}{dt} + \frac{dH_l}{dt} + \frac{dH_e}{dt} + \frac{dH_a}{dt} = \frac{dU}{dt} \quad (3.1)$$

Zur Berechnung des Brennverlaufes ist eine Betrachtung des Hochdruckteiles ausreichend, aufgrund der geschlossenen Ventile kann die Ansaug- und Abgasenthalpie gleich Null gesetzt werden. Bei mechanisch intakten Motoren ist die Blow-By-Menge gering und die Leckageenthalpie muss nicht berücksichtigt werden.

Damit vereinfacht sich die Glg. (3.1) zu:

$$\frac{dQ_b}{dt} = \frac{dU}{dt} - \frac{dQ_w}{dt} + p_{Zyl} \frac{dV}{dt} + h_{B,d} \frac{dm_{B,g}}{dt} + \sum \frac{dQ_{drop}}{dt} \quad (3.2)$$

Bei der Druckverlaufsanalyse liegt der Zylinderdruckverlauf p_{Zyl} als Messwert vor, die Wandwärme kann nach bekannten Ansätzen [80]-[82] berechnet werden. Das aktuelle Zylindervolumen ergibt sich aus der Geometrie des Kurbeltriebes und dem Verdichtungsverhältnis. Die Änderung der inneren Energie dU/dt wird unter der Annahme des chemischen Gleichgewichts berechnet, d.h. es existieren zu keinem Zeitpunkt Zwischenprodukte der Verbrennung. Die Zylinderladung nach Einlass Schließt ist deshalb folgendermaßen zusammengesetzt:

$$m_{Zyl} = m_{RG} + m_{Luft} + m_{B,fl} + m_{B,g} \quad (3.3)$$

Die flüssige Kraftstoffmasse $m_{B,fl}$ tritt thermodynamisch nicht in Erscheinung und wird aufgrund des geringen Volumens nicht berücksichtigt [83]. Fasst man den Luft- und den Restgasanteil zu einem virtuellen Verbrennungsgas mit dem Luftverhältnis λ_v zusammen, so ergibt sich folgende Zusammensetzung:

$$m_{Zyl} = m_{VG} + m_{B,g} \quad (3.4)$$

Die innere Energie berechnet sich aus den Massenanteilen der in Glg. (3.4) aufgeführten Komponenten der Zylinderladung mit den aktuellen Werten von Luftverhältnis, Druck und Temperatur:

$$U_{Zyl} = m_{VG} \cdot u_{VG} + m_{B,g} \cdot u_{B,g} \quad (3.5)$$

Die Änderung der inneren Energie ergibt sich durch die vollständige Ableitung von U_{Zyl} nach der Zeit

$$\frac{dU_{Zyl}}{dt} = m_{VG} \frac{du_{VG}}{dt} + u_{VG} \frac{dm_{Zyl}}{dt} + m_{B,g} \frac{du_{B,g}}{dt} + u_{B,g} \frac{dm_{B,g}}{dt} \quad (3.6)$$

Im Falle einer äußeren Gemischbildung vereinfacht sich Gleichung (3.6) deutlich, da die Massenänderung der Zylinderladung und der Kraftstoffdampf-massenstrom gleich Null sind.

Die Zusammensetzung des Verbrennungsgases mit λ_V , die innere Energie des Verbrennungsgases u_{VG} und die Gaskonstante R_{VG} werden nach einem 11-Komponenten-Modell [83][84] in Abhängigkeit von Druck, Temperatur und Luftverhältnis berechnet. Zur Berechnung der inneren Energie des Kraftstoffdampfes werden die in [91] tabellierten Polynome für die spezifische Enthalpie $h_{B,d}$ herangezogen. Die Umrechnung auf die innere Energie erfolgt mit folgender Beziehung, mit der Gaskonstante $R_{B,dampf} = M_B/R^*$:

$$u_{B,d} = h_{B,g} - R_{B,g} \cdot T_{Gas} \quad (3.7)$$

Für Dieselkraftstoff wird der 1-Komponenten-Vergleichskraftstoff n-Tetradekan zur Berechnung des Verdampfungsverhaltens und der Stoffeigenschaften verwendet.

Zusammen mit der thermischen Zustandsgleichung in differentieller Form

$$p_{Zyl} \frac{dV}{dt} + V \frac{dp_{Zyl}}{dt} = m_{Zyl} \cdot R \cdot \frac{dT}{dt} + m_{Zyl} \cdot T \cdot \frac{dR}{dt} + R \cdot T \cdot \frac{dm_{Zyl}}{dt} \quad (3.8)$$

und der Massenbilanz in differentieller Form

$$\frac{dm_{Zyl}}{dt} = \frac{dm_{B,g}}{dt} \quad (3.9)$$

ist damit ein System von drei gekoppelten Differentialgleichungen 1. Ordnung gegeben. In der vorliegenden Arbeit wird zur einfachen Brennverlaufs-berechnung ein integrales Lösungsverfahren [79][86] verwendet. Die Änderung der Gaskonstante in Glg. (3.8) wird dabei vernachlässigt. Zur genaueren Analyse der Verbrennung ist die Einbindung eines mehrzonigen Strahlmodells mit einer detaillierten Verdampfungsberechnung möglich. Die Lösung des damit

deutlich komplexeren Differentialgleichungssystems erfolgt in diesem Fall mit Hilfe eines 4-Schritt Runge-Kutta-Verfahrens [87].

3.1.2 Berechnung von Verbrennungskennwerten

Zur Beschreibung des Verbrennungsablaufes werden aus den motorischen Messwerten mit Hilfe der Druckverlaufsanalyse wichtige Kennwerte gewonnen. Die Darstellung des gesamten Brennverlaufes ist bei umfangreichen Parametervariationen am Motorprüfstand sehr unübersichtlich, deshalb werden die Einflüsse in den Kapiteln 5 und 5.4 anhand der in Tabelle 3.1 dargestellten Kennwerte charakterisiert.

Kennwert	Einheit	Beschreibung
B01	°KW nach OT	1% - Umsatzpunkt aus dem Brennverlauf
B50	°KW nach OT	50% - Umsatzpunkt aus dem Brennverlauf
B90	°KW nach OT	90% - Umsatzpunkt aus dem Brennverlauf
VD	°KW	Verbrennungsdauer (B01 – B90)
$T_{G,max}$	K	Maximale Gastemperatur (Massenmitteltemperatur)
dpmax	bar/°KW	Maximaler Zylinderdruckgradient

Tabelle 3.1: verwendete Verbrennungskennwerte

3.2 Thermodynamische Verlustanalyse

Bei der Entwicklung neuer Brennverfahren zur Erfüllung zukünftiger Abgasgrenzwerte darf der für den Dieselmotor typische hohe Wirkungsgrad nicht außer Acht gelassen werden. Der Entwicklungsprozess muss durch ein Werkzeug unterstützt werden, welches die Ursachen für Verbrauchsnachteile oder -vorteile aufdeckt und Optimierungsmöglichkeiten anbietet. Die im Folgenden beschriebene Verlustanalyse ist speziell auf (teil-)homogene Brennverfahren zugeschnitten und analysiert nur die wichtigsten praxisrelevanten Verluste, teilweise auch summarisch. Die Vorgehensweise unterscheidet sich dabei von der in [86][88] beschriebenen Verlustteilung, bei der ausgehend vom Prozess des vollkommenen Motors eine detaillierte Auflistung und Quantifizierung der theoretisch vermeidbaren Einzelverluste gemacht wird.

Folgende Verluste haben sich bei den Untersuchungen als wesentlich für (teil-)homogene Brennverfahren herausgestellt:

- Verlust durch nicht vollständig oxidierte Abgaskomponenten, vor allem Kohlenwasserstoffe (HC) und Kohlenmonoxid (CO).
- Verlust durch nicht wirkungsgradoptimale Verbrennungslage.

- Verlust durch Ölverdünnung. Der eingespritzte Kraftstoff gelangt in flüssiger Phase über den Spalt zwischen Kolben und Zylinderwand in den Ölsumpf.

Der Verlust durch Ölverdünnung ist insbesondere bei äußerer oder innerer, früher Gemischbildung mit einem hochsiedenden Kraftstoff (z. B. Diesel) von Bedeutung. Die Bestimmung des Verlustanteils erfolgt aus einer Bilanzierung der über die Einspritzung zugeführten Kraftstoffmasse und der aus den Abgaskomponenten berechneten, verbrannten (bzw. teilverbrannten) Kraftstoffmasse. Die Vorgehensweise der Bestimmung der Kraftstoffmasse aus den Abgaskomponenten wird im folgenden Kapitel 3.2.1 beschrieben.

3.2.1 Bestimmung des Luftverhältnisses aus den Abgaskomponenten

Die genaue Bestimmung des Luftverhältnisses aus den gemessenen Abgaskomponenten ist von zentraler Bedeutung innerhalb der Kontrollkette von Luftmassenmessung, Kraftstoffverbrauchsmessung und Abgasanalyse. Bei einem konventionellen Dieselmotorenverfahren kommt es in der Regel nicht zu einer Ölverdünnung durch Kraftstoff. Bei einer größeren Abweichung $\Delta\lambda$ des Luftverhältnisses λ_A , bestimmt aus den Abgaskomponenten, von dem Luftverhältnis λ_B , bestimmt aus angesaugter Luftmasse und eingespritzter Kraftstoffmasse, muss von Messfehlern ausgegangen werden. Die Lambda-Abweichung $\Delta\lambda$ kann also als Kontrollgröße der Abgasmessanlage, Kraftstoffverbrauchs- und Luftmassenmessung verwendet werden.

Bei homogenen Dieselmotorenverfahren dient die Größe $\Delta\lambda$ nicht mehr nur als Kontrolle, sondern kann bei richtiger Funktion der Messtechnik zur qualitativen und mit begrenzter Genauigkeit auch zur quantitativen Erfassung der Ölverdünnung herangezogen werden. Die Vorgehensweise zur Bestimmung der Ölverdünnung ist in Kapitel 3.2.2 erläutert.

Zur Berechnung des Luftverhältnisses aus den gemessenen Abgasbestandteilen existiert eine Vielzahl von Gleichungen [89]-[92]. Im Wesentlichen basieren aber alle Gleichungen auf mehr oder weniger vollständigen Stoffbilanzen: Die dem Brennraum bzw. der Verbrennung zugeführten Stoffe werden zwar chemisch verändert, aber die Stoffmengen der chemischen Elemente bleiben unverändert. Es ergibt sich damit die Möglichkeit über eine Bilanz der Stoffmengen, aus der Analyse der Verbrennungsprodukte und mit Kenntnis der Zusammensetzung des Kraftstoffes und der Verbrennungsluft das Luftverhältnis zu ermitteln, siehe Abbildung 3.1.

mittlere HC-Spezies im Abgas praktisch identische Werte. Die Gleichung von Simons berechnet negative Werte für die Wasserstoffkonzentration im Abgas, dies lässt auf Messfehler bei der Abgasanalyse schließen. Die höheren Abweichungen im mageren Bereich könnten von Fehlern bei der Kraftstoffmassenmessung aufgrund einer ungenügenden Kraftstoffkonditionierung zu Beginn der Messreihe stammen. Für die weiteren Auswertungen wird die Gleichung nach Brettschneider verwendet, mit der bei einer genauen Kraftstoff- und Luftmassenmessung die Fehler unter 2% gehalten werden können.

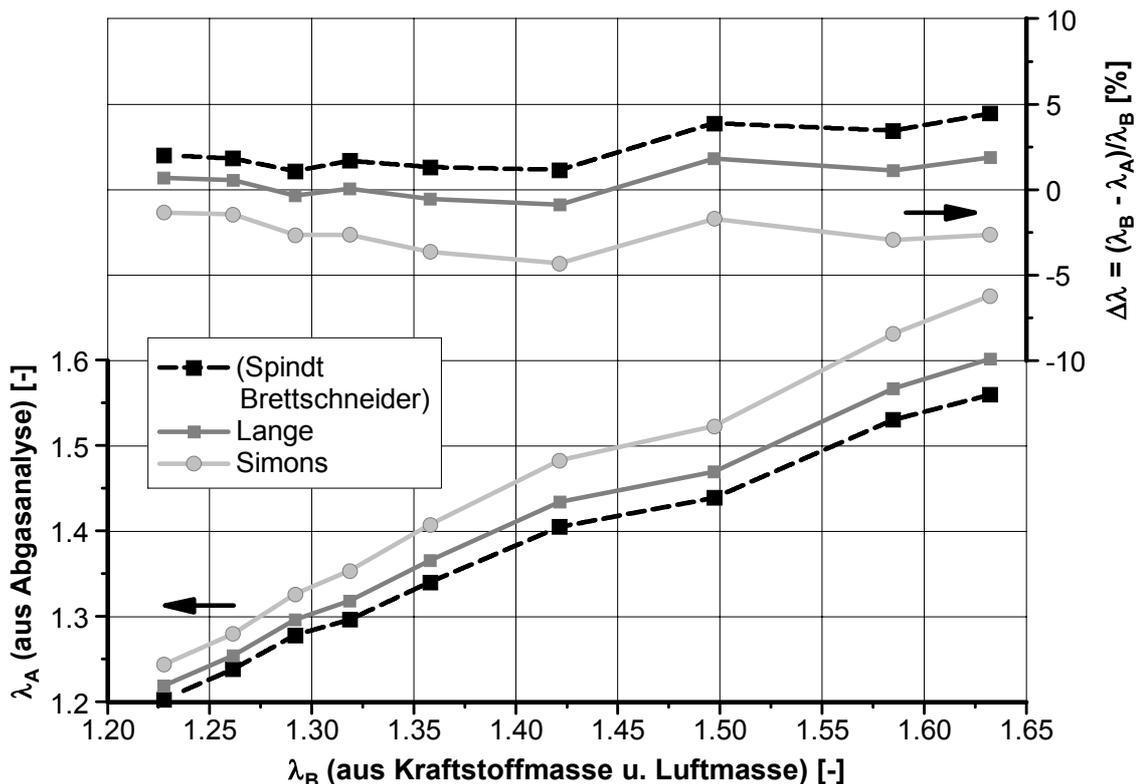


Abbildung 3.2: Vergleich verschiedener Berechnungsverfahren zur Bestimmung des Luftverhältnisses aus der Abgasanalyse. Messung am Betriebspunkt 2000/14, AGR-Variation.

3.2.2 Verluste im Hochdruckteil

Im Folgenden werden nur die in der Praxis vermeidbaren Verluste im Hochdruckteil des Arbeitsprozesses betrachtet.

Verluste durch Kraftstoffwandauftrag bzw. Ölverdünnung

Bei der Direkteinspritzung von Dieselmotorkraftstoff zu frühen Zeitpunkten in der Kompression kommt es aufgrund der niedrigen Temperaturen zu einer hohen flüssigen Strahleindringtiefe. Dadurch kann flüssiger Kraftstoff an die Zylinderlaufbuchse gelangen und wird von dort über den Wandfilm in den

Ölsumpf getragen. Insbesondere bei homogenisierten Brennverfahren mit sehr früher Einspritzung kann dieser Kraftstoffanteil kritisch hohe Werte annehmen, siehe Kap. 6.1. Die Ölverdünnung verschlechtert einerseits den Kraftstoffverbrauch, da ein nicht unerheblicher Kraftstoffanteil nicht in Arbeit umgesetzt wird. Andererseits mindert die Ölverdünnung auch die Schmiereigenschaften und verkürzt die Lebensdauer des Motors. Im Extremfall kann der Auftrag von flüssigem Kraftstoff auf die Laufbuchse auch zu einer Schmierfilmabwaschung und zu Kolbenfressern führen.

Auf Basis einer hochgenauen Kraftstoffverbrauchs-, Abgas- und Luftmassenmessung kann der Verlustanteil des eingespritzten Kraftstoffes durch Ölverdünnung folgendermaßen bestimmt werden:

$$\Delta m_B = \left[m_B - \frac{m_L}{\lambda_A \cdot L_{st}} \right] \cdot \frac{1}{m_B} \quad [\%] \quad (3.10)$$

Darin sind m_B die eingespritzte Kraftstoffmasse, bestimmt mit der Kraftstoffwaage, m_L die angesaugte Luftmasse, bestimmt mit einer Hitzdrahtluftmassenmessung und λ_A das Luftverhältnis aus der Abgasanalyse, wie in Kap. 3.2.1 beschrieben.

Anhand eines Brennverfahrens, bei welchem eine Ölverdünnung bekanntermaßen nicht auftritt – z.B. ein konventionelles Dieserverfahren bei höherer Last – kann die Gültigkeit dieses Verfahrens und die richtige Funktion der Messkette überprüft werden. Es muss sich dabei eine Ölverdünnung von Null Prozent ergeben.

Verluste durch HC- und CO-Emissionen

Die niedrigen Flammentemperaturen bei (teil-)homogenen Brennverfahren führen zu einem deutlichen Ansteigen der HC- und CO-Emissionen aufgrund der schlechteren Nachoxidationsbedingungen. Wandangelagerter, flüssiger Kraftstoff kann während der Verbrennung verdampfen und gelangt un- bzw. teilverbrannt ins Abgas. Hohe Emissionen von CO und HC verhindern nicht nur den Einsatz von (teil-)homogenen Brennverfahren im Emissionstest vor Erreichen der Light-Off-Temperatur des Oxidationskatalysators, sondern stellen auch einen beträchtlichen Verlust an ungenutzter Kraftstoffenergie dar. Im Folgenden wird die für den Kraftstoffverbrauch wichtige Quantifizierung des Energieschlupfes durch HC- und CO-Emissionen dargestellt. Der Energieverlust aufgrund der HC- bzw. CO-Emission in jedem Arbeitsspiel ergibt sich zu:

$$Q_{CO/HC} = m_{CO/HC} \cdot H_{u,CO/HC} \quad (3.11)$$

Die verwendeten Heizwerte sind in Tabelle 3.2 dargestellt. Problematisch ist die Bewertung der HC-Emissionen, da die FID-Messung lediglich die verschiedenen im Abgas vorkommenden HC-Spezies summarisch misst.

Die Berechnung der absoluten Massen der HC- und CO-Emissionen pro Arbeitsspiel erfolgt über die gemessenen Konzentrationen bzw. Molenbrüche.

$$m_{\text{CO/HC}} = w_{\text{CO/HC}} \cdot m_{\text{Zyl}} \quad (3.12)$$

$$w_{\text{CO/HC}} = x_{\text{CO/HC}} \cdot \frac{M_{\text{CO/HC}}}{\bar{M}} \quad (3.13)$$

Eine detaillierte Bestimmung der Konzentrationen der einzelnen HC-Spezies im Abgas wird üblicherweise an Motorprüfständen nicht durchgeführt. Für diese Arbeit wird deshalb als HC-Spezies das Propan (C_3H_8) herangezogen, das FID ist auch auf Propan kalibriert. Durch diese Annahme ergibt sich ein Fehler, da in der Realität eine Fülle verschiedener HC-Spezies im Abgas vorhanden sind. Der sich ergebende maximale Fehler bei der Berechnung des Energieinhalts $Q_{\text{CO/HC}}$ bei einer anderen HC-Spezies als Propan kann wie folgt abgeschätzt werden:

$$\text{Faktor} = \frac{3}{X} \cdot x(\text{C}_x\text{H}_y) \cdot M(\text{C}_x\text{H}_y) \cdot H_u(\text{C}_x\text{H}_y) \quad (3.14)$$

Die Berechnungsergebnisse der Glg. (3.14) sind in Tabelle 3.2 dargestellt. Im Extremfall, falls die HC-Spezies im Abgas nur Methan ist, ergibt sich ein Fehler von 20 %. In der Realität ergibt sich durch die Verteilung auf viele HC-Spezies unterhalb und oberhalb von Propan ein Ausgleich, so dass von Fehlern kleiner als 5 % ausgegangen werden muss. Theoretisch müssten noch die Responsefaktoren des FID für die einzelnen HC-Spezies berücksichtigt werden, diese weichen jedoch laut [93] für im Dieselabgas vorkommende n- oder Iso-Alkane um weniger als 6 % von der kalibrierten HC-Spezies ab.

Spezies	CO	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₇ H ₁₆	C ₁₀ H ₂₂	C ₁₄ H ₃₀
Heizwert [MJ/kg]		55.01	51.57	49.97	48.07	47.64	47.35
Molmasse [-]		16.04	30.07	44.09	100.2	142.3	198.4
Faktor	-	1.20	1.06	1	0.94	0.92	0.91

Tabelle 3.2: Heizwerte verschiedener, im Abgas vorhandener Spezies

Zur Bestimmung der absoluten Massen bzw. Massenbrüche von HC und CO im Abgas fehlt in Glg. (3.13) nur noch die mittlere Molmasse des Abgases, die folgendermaßen berechnet wird:

$$\bar{M} = x_{\text{HC3}} \cdot M_{\text{HC3}} + x_{\text{CO}} \cdot M_{\text{CO}} + x_{\text{CO}_2} \cdot M_{\text{CO}_2} + x_{\text{O}_2} \cdot M_{\text{O}_2} + x_{\text{N}_2} \cdot M_{\text{N}_2} + x_{\text{H}_2\text{O}} \cdot M_{\text{H}_2\text{O}} \quad (3.15)$$

Die nicht aus der Abgasmessung zur Verfügung stehende Wasserdampfkonzentration $x_{\text{H}_2\text{O}}$ wird nach Brettschneider [91] aus dem Wassergas-

Gleichgewicht berechnet. Da es sich bei den Molenbrüchen in Glg. (3.15) bis auf $x_{\text{H}_2\text{O}}$ um Messwerte handelt, kann unter Umständen die Bedingung $\sum x_i = 1$ nicht erfüllt sein. In diesem Fall kann der fehlende Teil mit Stickstoff aufgefüllt werden, d.h. x_{N_2} wird aus der Bilanzgleichung berechnet.

Verluste durch nicht optimale Verbrennungslage

Insbesondere bei teilhomogenen Brennverfahren im oberen Lastbereich muss bei einer schlechten Brennverfahrensauslegung mit sehr späten Verbrennungslagen gearbeitet werden. Zum einen ist das zur Reduzierung des Verbrennungsgeräusches und zum anderen zur Verringerung des Schwarzauch durch einen verlängerten Zündverzug notwendig, siehe Kap. 6.1.2. Dadurch ergibt sich jedoch ein deutlicher Verlust an Volumenänderungsarbeit, bzw. ein erhöhter Kraftstoffverbrauch. Eine quantitative Bewertung des Verlustes durch nicht optimale Verbrennungslage ist aus diesem Grund bei der Brennverfahrensentwicklung sehr hilfreich.

Prinzipiell wird die Verbrennungslage durch den 50%-Umsatzpunkt B50 charakterisiert. Abhängig von der Brennverlaufsform und den Wandwärmeverlusten ergibt sich eine wirkungsgradoptimale Lage des B50 im Bereich von 3 °KW – 14 °KW nach OT [94]. Bei (teil-)homogenen Brennverfahren ist die Brenndauer und demzufolge die grobe Brennverlaufsform jedoch aus akustischen Gründen vorgegeben, d. h. bei einer Verschiebung der Verbrennungslage muss zur Einhaltung des Verbrennungsgeräusches der Brennverlauf näherungsweise konstant bleiben. Das vereinfacht die praktische Ermittlung eines möglichen Wirkungsgradgewinnes durch eine frühere Verbrennungslage.

Die Vorgehensweise bei der Ermittlung der theoretisch möglichen Wirkungsgradsteigerung ist folgendermaßen:

- Bestimmung der Arbeit im Hochdruckprozess und Ermittlung des Brennverlaufs und des 50%-Umsatzpunktes B50 mit einer Druckverlaufsanalyse (DVA)
- Durchführung einer Arbeitsprozessrechnung (APR), Vorgabe des vorher in der DVA ermittelten Brennverlaufes. Die sich ergebende Arbeit muss der Arbeit aus der DVA entsprechen.
- Weitere Arbeitsprozessrechnungen, der B50 bzw. der Brennverlauf werden schrittweise in Richtung des vermuteten Wirkungsgradoptimums verschoben. Die berechneten Werte des Wirkungsgrads liegen, aufgetragen über B50, auf einer Parabel.

- Bestimmung der möglichen Wirkungsgradsteigerung als Differenz von Ausgangspunkt der APR und Maximum der Wirkungsgradparabel.

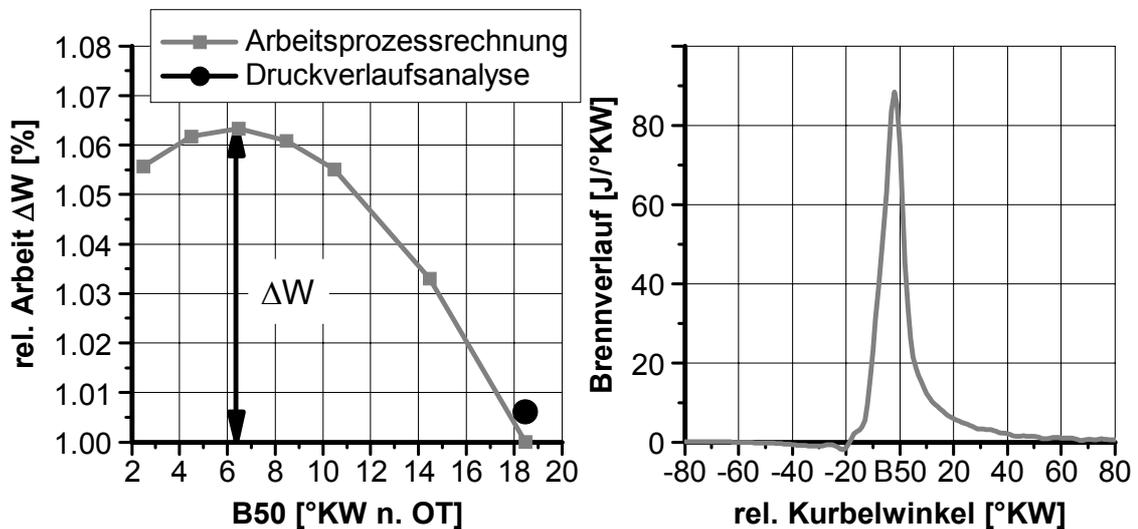


Abbildung 3.3: Ermittlung des theoretisch möglichen Arbeitsgewinnes ΔW bei wirkungsgrad-optimaler Verbrennungslage

Die Ergebnisse einer solchen Auswertung sind in Abbildung 3.3 dargestellt. Der aus der Druckverlaufsanalyse (DVA) berechnete Brennverlauf ist relativ zum 50%-Umsatzpunkt B50, siehe Abbildung 3.3 rechts, aufgetragen. Dieser Brennverlauf ist die Grundlage für die Arbeitsprozessrechnungen (APR), die bei verschiedenen B50-Lagen durchgeführt werden. Die sich ergebende Arbeit ist auf den Startpunkt der Arbeitsprozessrechnungen (in diesem Fall 18.5 °KW n. OT.) bezogen, dadurch kann der mögliche Gewinn an Arbeit direkt abgelesen werden. Im vorliegenden Fall kann durch eine frühere Verbrennungslage die Arbeit im Hochdruckteil um ca. 6.5 % gesteigert werden. Die Ergebnisse der DVA und der APR liegen nicht direkt aufeinander, da es durch unterschiedliche Integrationsschritte bei der APR zu einer Glättung des eingelesenen Brennverlaufes kommt. Das tritt hauptsächlich bei einer, wie hier vorliegenden, schnellen Verbrennung auf.

Die Ergebnisse der hier beschriebenen Verlustanalyse sind z. B. in Kap. 6.1.2 dargestellt.

3.3 Mehrzonige Analyse

Die oben beschriebene einzonige, nulldimensionale Druckverlaufsanalyse kann gut dazu verwendet werden den globalen Brennverlauf aus Messdaten zu berechnen und mit Hilfe der Prozessrechnung die thermodynamischen Verluste zu analysieren. Die chemische Reaktionskinetik, welche die (teil-)homogene Selbstzündung und Verbrennung sowie die Schadstoffbildung beschreibt ist jedoch stark nicht-linear von der Temperatur und der Gaszusammensetzung abhängig. Eine Mittelung dieser Zustandsgrößen über den Brennraum, wie bei der einzonigen, nulldimensionalen Modellannahme, führt zu keinen zuverlässigen Ergebnissen der Berechnung von Selbstzündung, Verbrennung und Schadstoffbildung. Selbst bei einem ideal homogenen Brennverfahren, d.h. mit einer homogenen Kraftstoffverteilung, sind vor und während der Verbrennung signifikante Temperaturunterschiede der Zylinderladung vorhanden [46][95], die das Zünd- und Brennverhalten stark beeinflussen. Bei teilhomogenen Dieselmotoren mit Direkteinspritzung beeinflusst zusätzlich die Kraftstoffverdampfung die lokalen Temperaturen und auch die Kraftstoffverteilung im Brennraum ist nicht homogen.

Eine genaue Betrachtung der genannten Vorgänge im Zusammenspiel mit der Strömung und der Turbulenz kann mit mehrdimensionalen, so genannten CFD-Modellen erfolgen. Allerdings liefern diese Modelle nicht unter allen Bedingungen zuverlässige Ergebnisse und sind aufgrund der hohen Rechenzeit nicht für umfangreiche Parameterstudien geeignet. Einen guten Kompromiss stellen daher quasidimensionale oder phänomenologische Modelle dar, die den Brennraum in mehrere Zonen unterteilen und somit eine räumliche Auflösung von Temperatur und Gaszusammensetzung ermöglichen.

Das in dieser Arbeit entwickelte Modell basiert auf einem Paketansatz, der erstmals von [96] und Weiterentwicklungen von [97][98] veröffentlicht wurden. Im Gegensatz zu anderen quasidimensionalen Modellen, wie z.B. das Gasstrahlmodell [99], kann beim Paketansatz die Kraftstoffverdampfung detailliert, anhand von physikalisch begründeten Untermodellen, berücksichtigt werden. Entscheidend ist das für Brennverfahren mit einem hohen Anteil an vorgemischter Verbrennung, z.B. teilhomogene Brennverfahren, deren Umsatzrate wesentlich durch die Kraftstoffverdampfung bestimmt wird. Zusätzlich besteht die Möglichkeit, eine eventuelle Wandanlagerung von flüssigem Kraftstoff bei früher Einspritzung zu berücksichtigen.

In der vorliegenden Arbeit wird nur der Hochdruckteil berechnet. Während der Kompression existiert nur eine Zone, Frischluftzone genannt, die aus Luft und Verbrennungsprodukten durch inneres und extern zurückgeführtes Abgas (AGR) besteht. Ab dem Einspritzbeginn wird mehrzonig gerechnet, der

Einspritzstrahl wird in einzelne Zonen, sogenannte Strahlpakete, diskretisiert (siehe Abbildung 3.4). Die Einteilung erfolgt dabei in axialer und radialer Richtung, die axiale Diskretisierung resultiert aus der Rechenschrittweite. Die Einteilung in radialer Richtung ist notwendig, da im realen Einspritzstrahl die Luftbeimischungsrate am Strahlrand um ein Vielfaches über der der Strahlachse liegt. Um den Rechenaufwand gering zu halten, wird die Symmetrie der Einspritzstrahlen und des Brennraums bei modernen Dieselmotoren ausgenutzt und nur ein einzelner, repräsentativer Einspritzstrahl betrachtet.

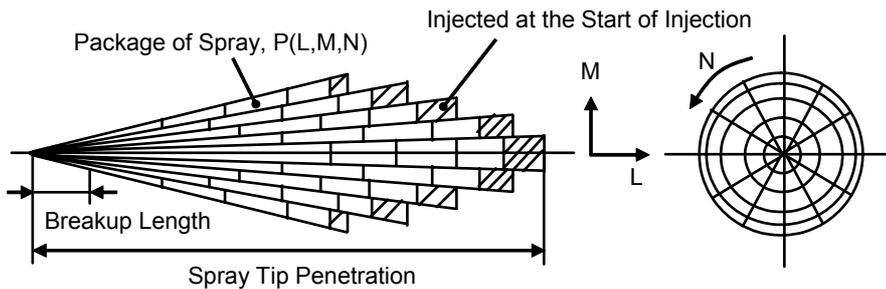


Abbildung 3.4: Einteilung des Einspritzstrahles in Pakete [96]

In Abbildung 3.5 ist das Strahl- bzw. Paketmodell schematisch dargestellt. Der wahlweise gemessene oder berechnete Einspritzverlauf wird in die gewünschte Anzahl von Zeitschritten eingeteilt. Die eingespritzte Kraftstoffmasse in jedem Zeitschritt bildet die Masse einer axialen „Scheibe“ und wird gleichmäßig auf die in radialer Richtung vorhandenen Pakete aufgeteilt. Die einzelnen Pakete sind demnach ringförmige Volumina. Als Startbedingung für jedes Paket besteht die Annahme, dass es beim Eintritt in den Brennraum vollständig aus flüssigem Kraftstoff besteht. Ein dampfförmiger Anteil durch Kavitation im Spritzloch ist bei den strömungsoptimierten ks-Düsen relativ gering und wird daher nicht berücksichtigt. Nach einer für jedes Paket charakteristischen Zeit, der Aufbruchzeit, liegt der flüssige Kraftstoff in Tropfenform vor und es wird Frischgas in das Paket zugemischt („Air Entrainment“). Die Kraftstofftropfen erwärmen sich durch das heiße Frischgas und verdampfen. Die Strahlausbreitung bzw. die Paketgeschwindigkeiten werden durch eine empirisch ermittelte Korrelation [96] vorgegeben. Mit der vorgegebenen Paketgeschwindigkeit, der Massenerhaltung und der Annahme der Erhaltung des Paketimpulses kann die Luftbeimischungsrate bestimmt werden. Mit dem Auftreten von Kraftstoff in dampfförmiger Form kann nun das Selbstzündungs- und Verbrennungsmodell, das in Kapitel 3.3.3 erläutert wird, angesetzt werden.

Eine Vermischung der Zonen oder ein Energieaustausch findet nicht statt. Ein Überholen der Zonen durch die axiale Geschwindigkeitskorrektur tritt erst bei sehr langen Einspritzdauern auf, die Effekte dadurch auf die Verbrennung und Vermischung werden nicht berücksichtigt. Die mit globalen Modellen berechneten Wandwärmeverluste werden auf die einzelnen Zonen entsprechend ihrer Oberfläche verteilt.

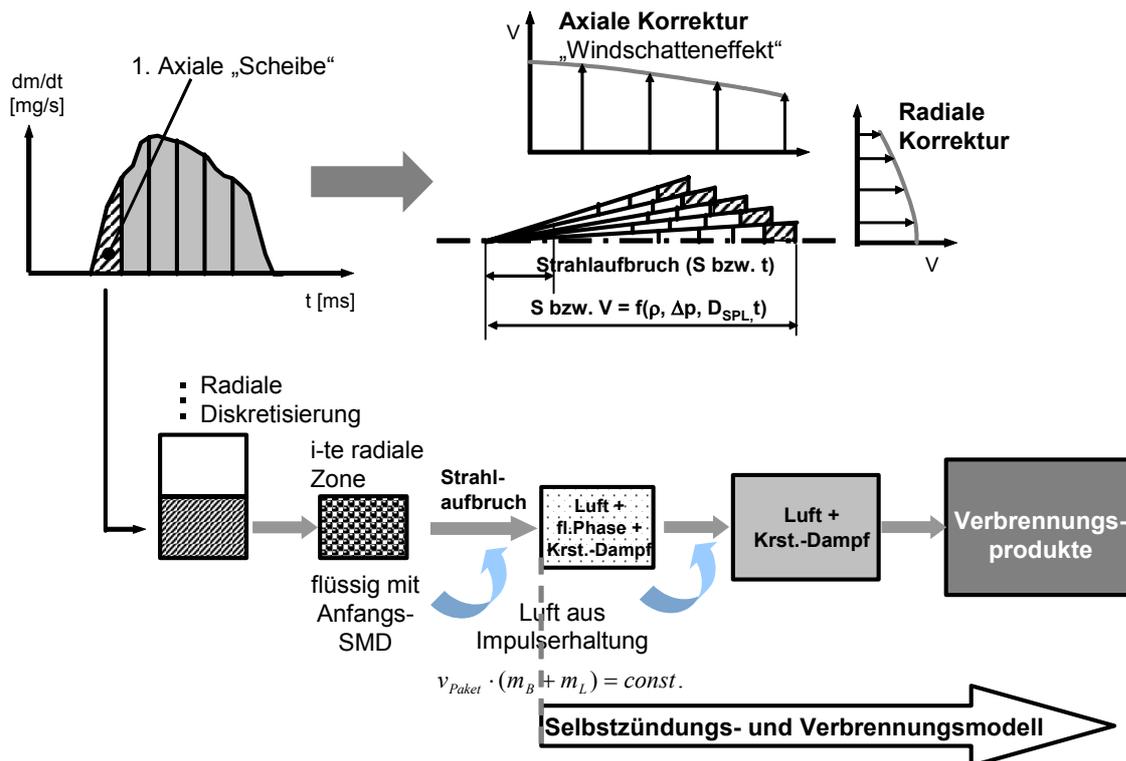


Abbildung 3.5: Schema des Paketmodells nach Hiroyasu [96]

Die Zustandsgrößen und die Zusammensetzung der einzelnen Zonen werden mit Hilfe der Massen- und Energiebilanz sowie der thermischen Zustandsgleichung berechnet. Der Druck ist in allen Zonen gleich und nur eine Funktion der Zeit. Im Falle der Druckverlaufsanalyse wird der gemessene Brennraumdruck vorgegeben. Als Plausibilitätskontrolle der Rechnung kann der Zusammenhang verwendet werden, dass die Summe aller Zonenvolumina dem Brennraumvolumen entsprechen muss. Bei der Prozessrechnung wird in einer weiteren Iterationsschleife der fehlende Druck aus dieser Bedingung berechnet.

3.3.1 Strahlausbreitung und Gemischbildung

Als Randbedingung für die Berechnung der Strahlausbreitung wird der mit einem Einspritzverlaufsindikator (EVI) gemessene Einspritzverlauf angesetzt. Die Eintrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffes in den Brennraum bestimmt maßgeblich die Kraftstoffzerstäubung und den Lufteintrag in den Einspritzstrahl. Die bisher verwendeten Ansätze [96][97][98] bestimmen die Düsenaustrittsgeschwindigkeit mit Hilfe der verlustfreien Bernoulli-Gleichung, korrigiert mit dem stationären Durchflusskoeffizienten, und einer konstanten Druckdifferenz am Spritzloch. Bei langen Einspritzdauern ist diese Vorgehensweise auch zulässig. Bei PKW-Motoren im emissionsrelevanten Lastbereich ist die Einspritzdauer jedoch so gering, dass die Düsennadel nur Teilhübe ausführt. Die engste Drosselstelle ist nicht das Spritzloch, sondern der Nadelsitz, was als Nadelsitzdrosselung bezeichnet wird [1][100]. Die Nadelsitzdrosselung wirkt

sich stark auf das am Spritzloch anliegende Druckgefälle Δp_{SP} aus. Der stationär, bei vollem Nadelhub, bestimmte Durchflussbeiwert μ wird als reine Strömungseinschnürung interpretiert und als konstant angenommen [101]. Mit Hilfe dieser Annahmen kann sowohl das Druckgefälle am Spritzloch, als auch die Strahlaustrittsgeschwindigkeit bestimmt werden:

$$v_{inj} = \mu \cdot \left(\frac{2 \cdot \Delta p_{SP}}{\rho_{B,fl}} \right)^{0.5} \quad (3.16)$$

$$A_{nSP} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{SP}^2 \cdot n_{SP} \quad (3.17)$$

$$\Delta p_{SP} = \frac{1}{2 \cdot \rho_{B,fl}} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{B,fl}}{\mu \cdot A_{nSP}} \right)^2 \quad (3.18)$$

Die Druckdifferenz Δp_{SP} wird mit der verlustfreien Bernoulli-Gleichung berechnet, unter der Annahme eines starken Querschnittsprunges in der Düse. D.h. die Einströmgeschwindigkeit in die Düse ist vernachlässigbar klein.

Die flüssige Kraftstoffmasse, die innerhalb eines Zeitschrittes Δt in den Brennraum eingespritzt wird, bildet eine axiale „Scheibe“ und wird aus der Einspritzrate berechnet. Die Masse teilt sich auf die Anzahl der in radialer Richtung vorhandenen Pakete r_{max} auf:

$$m_{B,parc} = \frac{\dot{m}_{B,fl} \cdot \Delta t}{r_{max}} \quad (3.19)$$

Die weitere Ausbreitung des Strahls wird mit einem modifizierten Modell nach Hiroyasu und Arai [102] berechnet. Die Berechnung der Ausbreitung wird dabei in einen düsennahen und düsenfernen Bereich unterteilt. Nach Levich [103] wird die Zeit bis zum Strahlaufbruch folgendermaßen beschrieben:

$$t_b = 4.351 \cdot \frac{\rho_{B,fl} \cdot d_{SP}}{\mu^2 \cdot (\rho_L \cdot \Delta p_{SP})^{0.5}} \quad (3.20)$$

Bis zum Strahlaufbruch bewegt sich der Kraftstoff mit der Geschwindigkeit v_{inj} bzw. auf dem Weg S , danach wird eine empirische Gleichung für den Strahlweg angesetzt.

$$S = \mu \cdot \left(\frac{2 \cdot \Delta p_{SP}}{\rho_{B,fl}} \right)^{0.5} \cdot t \quad \text{für } 0 < t < t_b \quad (3.21)$$

$$S = 2.95 \cdot \left(\frac{\Delta p_{SP}}{\rho_L} \right)^{0.25} \cdot (d_0 \cdot t)^{0.5} \quad \text{für } 0 < t < t_b \quad (3.22)$$

Die Ausbreitungsgeschwindigkeit nach dem Strahlaufbruch wird in Abhängigkeit der radialen Paketposition r korrigiert. Nach [96] nimmt die Geschwindigkeit vom Strahlkern zum Rand hin ab, dies wird mit folgendem, exponentiellen Zusammenhang korrigiert:

$$v_{tip,r} = v_{tip,c} \cdot \exp(-0.0386 \cdot (r-1)^2) \quad (3.23)$$

Da die kinetische Energie des eingespritzten Kraftstoffes im Vergleich zur Ladungsbewegung in der Kompression sehr hoch ist, bildet sich eine strahlinduzierte Strömung in Richtung des Einspritzstrahls aus. Das führt dazu, dass später eingespritzter Kraftstoff im Sinne eines „Windschatteneffekts“ weniger stark gebremst wird. Von Stiesch [97] wird folgende axiale Korrektur der Paketgeschwindigkeiten vorgeschlagen:

$$v_{i,r} = C_1 \cdot v_{tip,r} \cdot \left(1 + \left(\frac{i-1}{i_{max}-1} \right)^{C_2} \cdot \frac{\Delta t_{inj}}{C_3} \right) \quad (3.24)$$

In Glg. (3.24) ist mit dem Index i die fortlaufende Nummer der axialen „Scheiben“ bezeichnet. i_{max} bezeichnet die zuletzt eingespritzte Scheibe und Δt_{inj} die verstrichene Zeit, seit der sich die Scheibe sich im Brennraum befindet. Mit den Konstanten C_1 - C_3 kann die Strahlausbreitung an Messergebnisse angepasst werden.

Die in den Einspritzstrahl eingesaugte Luft- bzw. Restgasmasse, auch als „Air Entrainment“ bezeichnet, wird aus der Impulserhaltung berechnet [104]. Zusammen mit der Geschwindigkeit eines Paketes beim Eintritt in den Brennraum und der Masse berechnet sich der Anfangsimpuls:

$$\mathfrak{S}_{0,parc} = v_{i,r} \cdot (m_{B,fl,parc} + m_{Gas,parc}) = const. \quad (3.25)$$

Da der Anfangsimpuls eines Paketes stets konstant bleibt und die Strahlausbreitung bzw. die Paketgeschwindigkeit durch Glg. (3.21) und Glg. (3.22) vorgeben ist, muss zur Erfüllung der Impulserhaltung Gasmasse aus der Umgebung zugeführt werden.

Bei PKW-Dieselmotoren kommt es in weiten Betriebsbereichen zu einem Kontakt des Einspritzstrahles mit der Brennraumwand [21]. Das Auftreffen des Einspritzstrahles auf die Wand führt zu einem Aufpilzen des Strahles und einer verstärkten Luftbeimischung. Im hier beschriebenen Modell wird der Aufprall eines Paketes auf die Brennraumwand anhand der zurückgelegten Wegstrecke und der zur Verfügung stehenden freien Strahllänge detektiert. Die Luftbeimischung wird durch einen konstanten Faktor im Bereich von 1.1 – 1.3 erhöht.

Vor allem bei homogenisierten Brennverfahren mit frühen Einspritzzeitpunkten kommt es zu einem Auftrag von flüssigem Kraftstoff auf die Brennraumwände. Berücksichtigt werden muss, dass die zur Tropfenaufheizung und Verdampfung benötigte Energie nicht dem Gas im Brennraum, sondern dem Kolben entzogen wird. Die Verdampfung des wandangelagerten Kraftstoffes läuft wesentlich langsamer ab. Die Modellierung ist in Kap. 3.3.2 beschrieben.

Tropfendurchmesser nach dem Strahlaufbruch

Nach der in Glg. (3.20) berechneten Aufbruchzeit des Strahles bzw. des Pakets zerfällt der flüssige Kraftstoff in Tröpfchen und die Beimischung von Luft beginnt. Beim Strahlerfall entsteht ein Kollektiv aus Tröpfchen unterschiedlichen Durchmessers. Zur Charakterisierung des integralen Verdampfungsverhaltens wird der mittlere Sauterdurchmesser (SMD oder d_{32}), das Verhältnis von Volumen zur Oberfläche aller Tropfen, herangezogen. In der Literatur sind verschiedene Ansätze zur Berechnung des SMD aus den einspritzseitigen und brennraumseitigen Randbedingungen bekannt [105][106]. In der vorliegenden Arbeit wird der Ansatz nach Elkotb [106] verwendet, da hiermit die Messergebnisse von [107] gut getroffen werden.

$$d_{32} = 6156 \cdot 10^{-6} \cdot v_{B,fl}^{0.385} \cdot \rho_{B,fl}^{0.737} \cdot \rho_L^{0.06} \cdot \Delta p_{SP}^{-0.54} \quad (3.26)$$

Aus Rechenzeitgründen wird darauf verzichtet, die Tropfenverdampfung für das ganze Kollektiv zu bestimmen. Es wird jeweils nur die Verdampfung eines repräsentativen Tropfens pro Paket berechnet.

Die Anzahl der Tropfen in einem Paket wird aus der Kraftstoffmasse und der Kraftstoffdichte bei der Eintrittstemperatur bestimmt.

3.3.2 Brennstoffverdampfung

Im Folgenden wird die Verdampfung eines repräsentativen Einzeltropfens in einem Gas mit höherer Temperatur beschrieben. Es findet ein Wärmeübergang vom heißen Gas auf den Tropfen statt, der sich dadurch aufheizt. Der Dampfdruck an der Tropfenoberfläche nimmt mit steigender Tropfentemperatur zu. Das dadurch entstehende Konzentrationsgefälle zwischen Tropfenoberfläche und der Umgebung führt zu einem diffusiven Stofftransport des Dampfes in die Umgebung. Der abströmende Dampf verringert jedoch auch die Wärmeübertragung auf den Tropfen. Bewegt sich der Tropfen im umgebenden Gas wird der Dampf an der Tropfenoberfläche von der Strömung mitgerissen; dies wird als erzwungene Konvektion bezeichnet. Erreicht der flüssige Tropfen seine Siedetemperatur wird der gesamte Wärmestrom zur Verdampfung eingesetzt. Dieser Wärmestrom, der nach Erreichen der Siedetemperatur zur vollständigen Verdampfung notwendig ist, wird als Verdampfungsenthalpie bezeichnet.

Aufgrund der Komplexität der Tropfenverdampfung müssen zur Berechnung vereinfachende Annahmen getroffen werden. In der vorliegenden Arbeit wird ein Uniform-Temperature Modell (UTM) verwendet, welches zuerst von [108][109] vorgestellt wurde. Aufgrund der guten Vorhersagefähigkeit bei geringer Rechenzeit wird es häufig zur Beschreibung der Verdampfung bei dieselmotorischer Einspritzung verwendet [97]. Folgende Vereinfachungen werden für das Modell getroffen:

- Innerhalb des Tropfens ist die Wärmeleitung unendlich schnell, dadurch ist die Temperatur homogen verteilt (UTM).
- Der Tropfen besteht aus einem 1-komponentigen Kraftstoff.
- Wärmeübertragung durch Strahlung wird vernachlässigt.
- Der Tropfen ist kugelförmig und die Grenzschichtdicke hat einen räumlich mittleren Wert, der über eine empirische Beziehung vorgegeben wird.
- Auf der Tropfenoberfläche ist der Dampfpartialdruck $p_{B,gas}$ gleich dem Sättigungsdruck.
- Die Stoffeigenschaften des Luft-Dampf-Gemisches werden als örtlich konstant angenommen und bei einer Referenztemperatur und einer Referenzzusammensetzung berechnet.
- Eine direkte Wechselwirkung der Tropfen untereinander wird nicht berücksichtigt.

Als Randbedingungen für die Tropfenverdampfung werden die Paketgrößen Temperatur, Geschwindigkeit, Luftverhältnis, Brennstoffdampfkonzentration und Tropfendurchmesser angesetzt. Als Vergleichskraftstoff für den aus vielen Komponenten bestehenden Dieselmotor wird n-Tetradekan verwendet. Eine detaillierte Herleitung der folgenden Gleichungen auf Basis der Filmtheorie ist in [109] aufgeführt.

Die Änderung der Tropfentemperatur mit der Zeit kann mit Hilfe einer Energiebilanz über den Tropfen berechnet werden:

$$m_{drop} \cdot c_{p,drop} \cdot \frac{dT_{drop}}{dt} = \frac{dQ_{drop}}{dt} + \frac{dm_{drop}}{dt} \cdot \Delta h_{vap} \quad (3.27)$$

Die Aufheizung des Tropfens erfolgt durch einen konvektiven Wärmeübergang von der Gasphase auf den Tropfen, der durch die Nusselt-Zahl beschrieben wird:

$$\frac{dQ_{drop}}{dt} = \pi \cdot d_{32} \cdot \lambda_s \cdot (T_{parc} - T_{drop}) \frac{z}{e^z - 1} \cdot Nu \quad (3.28)$$

Die Abhängigkeit der Wärme- und Stoffaustauschvorgänge voneinander wird mit dem Korrekturfaktor z berücksichtigt:

$$z = \frac{c_{p,B,fl} \cdot \frac{dm_{drop}}{dt}}{\pi \cdot d_{32} \cdot \lambda_s \cdot Nu} \quad (3.29)$$

Die Massendiffusion des Kraftstoffdampfes von der Tropfenoberfläche in die Umgebung wird folgendermaßen beschrieben:

$$\frac{dm_{drop}}{dt} = -\pi \cdot d_{32} \cdot C_{diff} \cdot \rho_s \cdot \ln\left(\frac{p_{Zyl}}{p_{Zyl} - p_{B,g}}\right) \cdot Sh \quad (3.30)$$

Der Diffusionskoeffizient C_{diff} wird zur Vereinfachung als konstant angenommen und dient als Kalibrierungsgröße für den Verdampfungsvorgang. Mit Werten um $4.5e-7 \text{ m}^2/\text{s}$ konnten gute Ergebnisse erzielt werden.

Die Nußelt- und Sherwood-Zahlen für den Wärme- und Stoffübergang in Glg. (3.28) und Glg. (3.30) werden nach Korrelationen von Ranz und Marshall [110] berechnet:

$$Nu = 2.0 + 0.6 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad (3.31)$$

$$Sh = 2.0 + 0.6 \cdot Re^{1/2} \cdot Sch^{1/3} \quad (3.32)$$

Um die Gültigkeit dieser Korrelationen zu garantieren, müssen die Temperatur und die Stoffwerte im Film (Index $s = \text{surface}$) des Tropfens nach der $\frac{1}{2}$ -Regel [111] berechnet werden. Mit der Annahme, dass keine Wechselwirkung der Tropfen untereinander vorhanden ist, wird $x_{fuel,\infty}$ in Glg. (3.34) zu Null. Die benötigten Stoffwerte im Film (spezifische Wärmekapazität $c_{p,s}$, mittlere molare Masse M_s , Wärmeleitfähigkeit λ_s) werden bei der Temperatur T_s für reine Luft und gesättigten Kraftstoffdampf bestimmt und mittels Glg. (3.35) (A: Platzhalter für Stoffwert) wird der Mittelwert im Film berechnet.

$$T_s = \frac{1}{2} \cdot (T_{drop} + T_{parc}) \quad (3.33)$$

$$w_{B,ref} = \frac{1}{2} (w_{B,\infty} + w_{B,s}) = \frac{1}{2} w_{B,s} = \frac{p_{B,g}}{2 \cdot p_{Zyl}} \quad (3.34)$$

$$A_s = (1 - x_{B,ref}) \cdot A_L(T_s) + x_{B,ref} \cdot A_B(T_s) \quad (3.35)$$

$$\rho_s = \frac{p_{Zyl} \cdot M_s}{R_m \cdot T_s} \quad (3.36)$$

Der Tropfendurchmesser wird während der Integration des Differentialgleichungssystems ständig aus der noch nicht verdampften Kraftstoffmasse pro

Paket und der konstant bleibenden Tropfenanzahl im Paket nach Glg. (3.37) berechnet.

$$d_{32} = \frac{m_{B,fl}}{N_{drop}} \cdot \frac{6}{\pi \cdot \rho_{B,fl}} \quad (3.37)$$

3.3.3 Thermodynamik der Zonen

Innerhalb des Modells zur mehrzonigen Analyse existieren zwei Grundtypen von thermodynamischen Zonen: Die Frischluftzone, die von Rechenbeginn an existiert und die Strahlpaket-Zonen, die erst ab Einspritzbeginn Schritt für Schritt generiert werden. Folgende, vereinfachende Annahmen werden für die Thermodynamik getroffen:

- Die Drücke der einzelnen Zonen entsprechen dem Zylinderdruck und sind nur eine Funktion der Zeit.
- Die Zusammensetzung der Zonen wird als ideal durchmischt betrachtet.
- Es findet kein Wärme- oder Stoffaustausch zwischen den Strahlpaketen statt.
- Die Wandwärmeverluste werden allen Zonen gleichermaßen, entsprechend ihrer Kugeloberfläche, entzogen.
- Die Zonen bestehen aus einem Gemisch idealer Gase, flüssiger Kraftstoff tritt thermodynamisch nicht in Erscheinung.

Die Massen- und Energieströme die über die Systemgrenzen der Zonen treten, sind in Abbildung 3.6 dargestellt. Die Zonen sind als offene Zonen definiert. Der Zone zugeführte Ströme sind positiv angesetzt.

Die Massenbilanz der Frischluftzone beinhaltet nur den Massenstrom, der durch die Luftbeimischung (Entrainment) in die Strahlpakete zustande kommt:

$$\frac{dm_{az}}{dt} = - \sum_p \frac{dm_{entr,parc}}{dt} \quad (3.38)$$

Da nur Masse aus der Frischluftzone entnommen wird, bleibt die Zusammensetzung, d.h. das Luftverhältnis λ_{az} der Zone konstant.

Die Energiebilanz der Frischluftzone lautet:

$$\frac{dU_{az}}{dt} = m_{az} \cdot \frac{du_{az}}{dt} + u_{az} \cdot \frac{dm_{az}}{dt} = \frac{dQ_{W,az}}{dt} - p \frac{dV_{az}}{dt} + h_{az} \frac{dm_{az}}{dt} \quad (3.39)$$

Die Änderung der spezifischen inneren Energie du_{az} kann durch den Zusammenhang $du_{az} = c_v dT_{az}$ ersetzt werden.

$$c_v \cdot m_{az} \cdot \frac{dT_{az}}{dt} = \frac{dQ_{W,az}}{dt} - p_{Zyl} \cdot \frac{dV_{az}}{dt} + \frac{dm_{az}}{dt} (h_{az} - u_{az}) \quad (3.40)$$

Für die Zone gilt die thermische Zustandsgleichung, deren vollständige Ableitung wie folgt lautet:

$$p_{Zyl} \frac{dV_{az}}{dt} + V_{az} \frac{dp_{Zyl}}{dt} = m_{az} \cdot T_{az} \frac{dR_{az}}{dt} + R_{az} \cdot T_{az} \frac{dm_{az}}{dt} + m_{az} \cdot R_{az} \frac{dT_{az}}{dt} \quad (3.41)$$

Die Änderung der Gaskonstante dR_{az}/dt ist aufgrund der konstanten Zusammensetzung der Frischluftzone Null. Mit den thermodynamischen Zusammenhängen $h = u + R \cdot T$ und $c_p = c_v + R$ und der im Falle der Druckverlaufsanalyse bekannten Druckänderung dp_{cyl}/dt , kann Glg. (3.40) nach der einzigen Unbekannten dT_{az}/dt aufgelöst werden:

$$\frac{dT_{az}}{dt} = \frac{1}{c_{p,az} \cdot m_{az}} \left[\frac{dQ_{W,az}}{dt} - p_{Zyl} \cdot V_{az} \cdot \left(\frac{1}{m_{az}} \cdot \frac{dm_{az}}{dt} - \frac{1}{p_{Zyl}} \cdot \frac{dp_{Zyl}}{dt} \right) + R_{az} \cdot T_{az} \frac{dm_{az}}{dt} \right] \quad (3.42)$$

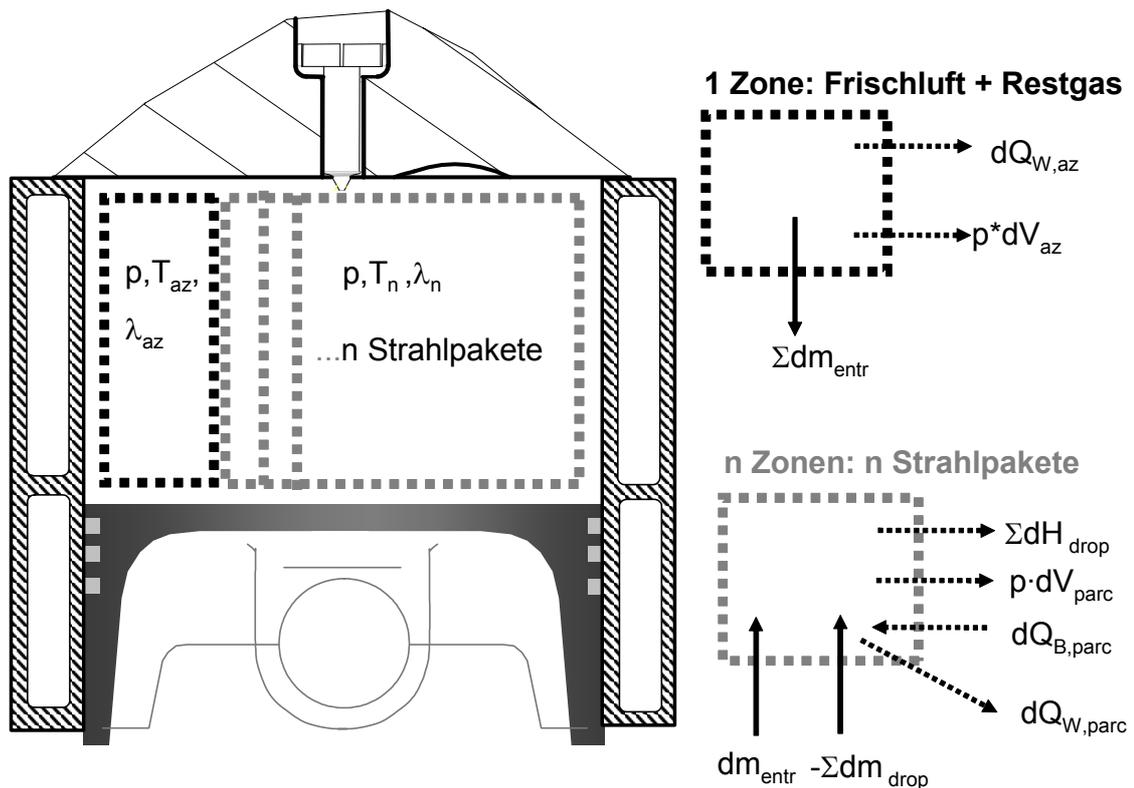


Abbildung 3.6: Energie- und Massenbilanzen für die Frischluftzone (az) und die Strahlpakete (parc).

Die Massenbilanz für die Strahlpakete, dargestellt durch Glg. (3.44), beinhaltet außer dem Entrainment-Massenstrom aus der Frischluftzone $dm_{entr,parc}$ auch

einen Dampfmassenstrom durch die Kraftstoffverdampfung $-\sum dm_{\text{drop}} = dm_{\text{vap,parc}}$. Eigentlich befindet sich die Kraftstoffmasse schon flüssig im Paket, wird aber thermodynamisch erst dampfförmig berücksichtigt. Somit tritt ein Dampfmassenstrom während der Verdampfung in die Paketzone ein. Die spezifische Enthalpie des Kraftstoffes beim Eintritt in die Paketzone $h_{B,g}$ wird bei der Temperatur an der Tropfenoberfläche T_s berechnet. Da alle Tropfen im Paket ($ndrop$) den gleichen Durchmesser aufweisen, kann die Verdampfungsberechnung integral für alle Tropfen im Paket erfolgen. Diese Vereinfachung ist in Glg. (3.43) ausgedrückt.

$$\frac{dm_{\text{vap,parc}}}{dt} = - \sum_{ndrop} \frac{dm_{\text{drop}}}{dt} \quad (3.43)$$

$$\frac{dQ_{\text{drop,parc}}}{dt} = \sum_{ndrop} \frac{dQ_{\text{drop}}}{dt}$$

$$\frac{dm_{\text{parc}}}{dt} = \frac{dm_{\text{entr,parc}}}{dt} + \frac{dm_{\text{vap,parc}}}{dt} \quad (3.44)$$

Die Energiebilanz für die Gasmasse eines Strahlpaketes ergibt:

$$\frac{dU_{\text{parc}}}{dt} = \frac{dQ_{W,\text{parc}}}{dt} - p_{\text{cyl}} \frac{dV_{\text{parc}}}{dt} + \frac{dQ_{B,\text{parc}}}{dt} + \frac{dm_{\text{entr,parc}}}{dt} \cdot h_{\text{az}} - \frac{dQ_{\text{drop,parc}}}{dt} + \frac{dm_{\text{vap,parc}}}{dt} \cdot h_{B,g} \quad (3.45)$$

Mit Hilfe der vollständigen Ableitung der thermischen Zustandsgleichung, Glg. (3.41), kann die unbekannte Volumenänderung des Paketes in Glg. (3.45) ersetzt werden durch die thermischen Zustandsgrößen p und T im Paket. Damit ergibt sich für die Temperaturänderung eines Paketes:

$$\frac{dT_{\text{parc}}}{dt} = \frac{1}{c_{p,\text{parc}} \cdot m_{\text{parc}}} \left[\frac{dQ_{W,\text{parc}}}{dt} - p_{\text{Zyl}} \cdot V_{\text{parc}} \cdot \left(\frac{dm_{\text{parc}}}{dt \cdot m_{\text{parc}}} - \frac{dp_{\text{Zyl}}}{dt \cdot p_{\text{Zyl}}} + \frac{dR_{\text{parc}}}{dt \cdot R_{\text{parc}}} \right) + \frac{dQ_{B,\text{parc}}}{dt} + \frac{dm_{\text{entr,parc}}}{dt} \cdot h_{\text{az}} - \frac{dQ_{\text{drop,parc}}}{dt} + \frac{dm_{\text{vap,parc}}}{dt} \cdot h_{B,g} - \frac{dm_{\text{parc}}}{dt} \cdot u_{\text{parc}} \right] \quad (3.46)$$

Die Gaszusammensetzung des Paketes ändert sich während der Verdampfung und der Verbrennung laufend. Dadurch ändern sich auch die Stoffeigenschaften des Gases, die spezifische Wärmekapazität $c_{p,\text{parc}}$ und die Gaskonstante R_{parc} . Die Aufteilung der Gasmasse des Paketes zur Berechnung der Stoffeigenschaften erfolgt in eine Luft- und Restgasmasse $m_{a,\text{parc}}$ aus der Frischluftzone mit dem Verbrennungsluftverhältnis $\lambda_{v,\text{az}}$, eine Kraftstoffdampfmasse $m_{\text{vap,parc}}$ und eine Masse an stöchiometrischen Verbrennungsprodukten $m_{\text{pro,parc}}$. Damit berechnet sich die Gaskonstante des Paketes zu:

$$R_{\text{parc}} = R_{B,g} \cdot \frac{m_{\text{vap,parc}}}{m_{\text{parc}}} + R_L \cdot \frac{m_{L,\text{parc}}}{m_{\text{parc}}} + R_{\text{pro}} \cdot \frac{m_{\text{pro,parc}}}{m_{\text{parc}}} \quad (3.47)$$

Die Änderung der Gaskonstante dR_{parc}/dt kann durch die vollständige Ableitung unter Beachtung, dass $m_x = f(t)$ und der Quotientenregel berechnet werden:

$$\frac{dR_{\text{parc}}}{dt} = \frac{1}{m_{\text{parc}}^2} \left[m_{\text{parc}} \cdot (R_{B,g} \cdot \dot{m}_{\text{vap,parc}} + R_L \cdot \dot{m}_{L,\text{parc}} + R_{\text{pro}} \cdot \dot{m}_{\text{pro,parc}}) - \dot{m}_{\text{parc}} \cdot (R_{B,g} \cdot m_{\text{vap,parc}} + R_L \cdot m_{L,\text{parc}} + R_{\text{pro}} \cdot m_{\text{pro,parc}}) \right] \quad (3.48)$$

Die Paketmasse m_{parc} bezieht sich dabei auf die Summe der gasförmigen Anteile, d.h. flüssiger Kraftstoff ist nicht beinhaltet. Die Gaskonstanten R_x der drei gasförmigen Paketkomponenten werden als konstant angenommen.

Die Stoffwerte spezifische innere Energie u_{parc} und die spezifische Wärmekapazität $c_{p,\text{parc}}$ des Paketes werden nach der Mischungsregel aus den Werten des Verbrennungsgases und des Kraftstoffdampfes berechnet. Die Stoffwerte des Verbrennungsgases werden nach einem 11-Komponenten Modell von [83] berechnet, die des Kraftstoffdampfes (n-Tetradekan) mit Polynomen und Koeffizienten von [85].

Das Volumen des Strahlpaketes V_{parc} bzw. die Volumenänderung wird mit Hilfe der thermischen Zustandsgleichung (3.41) und den bekannten Temperatur- und Druckänderungen berechnet. Als Kontrolle der gesamten Rechnung kann der in Glg. (3.49) dargestellte Zusammenhang dienen, dass die Summe der Zonenvolumina (Strahlpakete und Frischluftzone) dem Zylindervolumen entsprechen muss.

$$\sum_j \frac{dV_j}{dt} = \frac{dV_{\text{Zyl}}}{dt} \quad (3.49)$$

Die Wandwärmeverluste werden von einer global angesetzten Wärmeübergangsgleichung, z.B. nach [80] oder [81] berechnet und auf die einzelnen Zonen verteilt. Die Verteilung erfolgt dabei aufgrund der Annahme, dass Zonen mit einer höheren Temperatur, d.h. ein größeres Volumen, auch mehr zum Wandwärmeverlust beitragen. Bei der Annahme von kugelförmigen Zonen ergibt sich folgende Verteilungsvorschrift:

$$\frac{dQ_{W,j}}{dt} = \left(\frac{V_j}{V_{\text{Zyl}}} \right)^{2/3} \cdot \frac{dQ_W}{dt} \quad (3.50)$$

Die durch die Verbrennung freigesetzte Wärme $dQ_{B,\text{parc}}/dt$ in einem Strahlpaket wird in dieser Arbeit auf zwei unterschiedliche Arten berechnet. Zum einen kann der Brennverlauf, der mit der einzonigen Druckverlaufsanalyse (Kap. 3.1)

ermittelt wurde, entsprechend der aktuell verdampften Kraftstoffmasse auf die einzelnen Zonen aufgeteilt werden, siehe Glg. (3.51).

$$\frac{dQ_{B,parc}}{dt} = m_{vap,parc} \cdot H_u \cdot \frac{dQ_{B,DVA}}{dt} \cdot \frac{1}{Q_{B,DVA}} \quad (3.51)$$

Eine genauere Beschreibung der Verbrennung und eine Untersuchung der Wechselwirkungen mit der Strahlausbreitung und der Kraftstoffverdampfung ist durch eine reaktionkinetische Betrachtung der Wärmefreisetzung möglich.

$$\frac{dQ_{B,parc}}{dt} = \frac{dQ_{chem}}{dt} \quad (3.52)$$

In Kap. 3.3.4 sind zwei Ansätze mit reduzierten Reaktionsmechanismen dargestellt. Da die Reaktionskinetik für jede Paketzone einzeln berechnet werden muss, ergibt sich eine deutlich längere Rechenzeit.

3.3.4 Modellvalidierung und Ergebnisse

Die Validierung des mehrzonigen Modells zur Vorhersage der Strahlausbreitung, Kraftstoffverdampfung und Gemischbildung erfolgt mit Messdaten des in Kapitel 4.1 beschriebenen Einzylindermotors. Zur Validierung der Strahlausbreitung werden Messungen der flüssigen und dampfförmigen Strahleindringtiefe aus einer Einspritzkammer herangezogen. Die dampfförmige Strahleindringtiefe wird mittels LIF und die flüssige mit Mie-Streulichttechnik bestimmt.

Simulation der Verdampfung eines Einzeltropfens

Die Ergebnisse der Verdampfungsberechnung eines repräsentativen Einzeltropfens sind in Abbildung 3.7 dargestellt. Der Tropfen bewegt sich mit der Geschwindigkeit v_{drop} in einer Umgebung aus reiner Luft mit der Temperatur T_G und dem Druck p_G . Als Anfangstropfendurchmesser $D_{drop,0}$ wird ein für moderne Hochdruck-Dieseleinspritzsysteme typischer Wert angenommen. Zur besseren Veranschaulichung sind die auf den Anfangszustand normierten Werte für Tropfenmasse und quadratischen Durchmesser dargestellt. Sobald der Tropfen der heißen Umgebung ausgesetzt ist, findet eine Wärmeübertragung von der Gasphase auf den Tropfen statt. Aufgrund der Annahme der unendlich schnellen Wärmeleitung im Tropfen steigt die Temperatur des gesamten Tropfens an, bis sich ein Phasengleichgewicht an der Tropfenoberfläche bildet. Durch die steigende Tropfentemperatur und sehr geringer Verdampfung steigt der Tropfendurchmesser zunächst an. Nach Einstellen des Phasengleichgewichts beginnt die Massenabnahme des Tropfens durch Diffusion in die Tropfenumgebung. Ab diesem Zeitpunkt ist unter den vorliegenden

Bedingungen eine gute Beschreibung der Tropfenverdampfung mit Hilfe des d^2 -Gesetzes [119] möglich. Diese vereinfachte Betrachtungsweise ist aber in diesem Fall nicht Ziel führend, da die Aufheizphase des Tropfens über ein Drittel der Verdampfungszeit beträgt und mit einem d^2 -Ansatz nicht berücksichtigt würde. Exemplarisch wird an dieser Stelle nur eine Verdampfungsrechnung gezeigt.

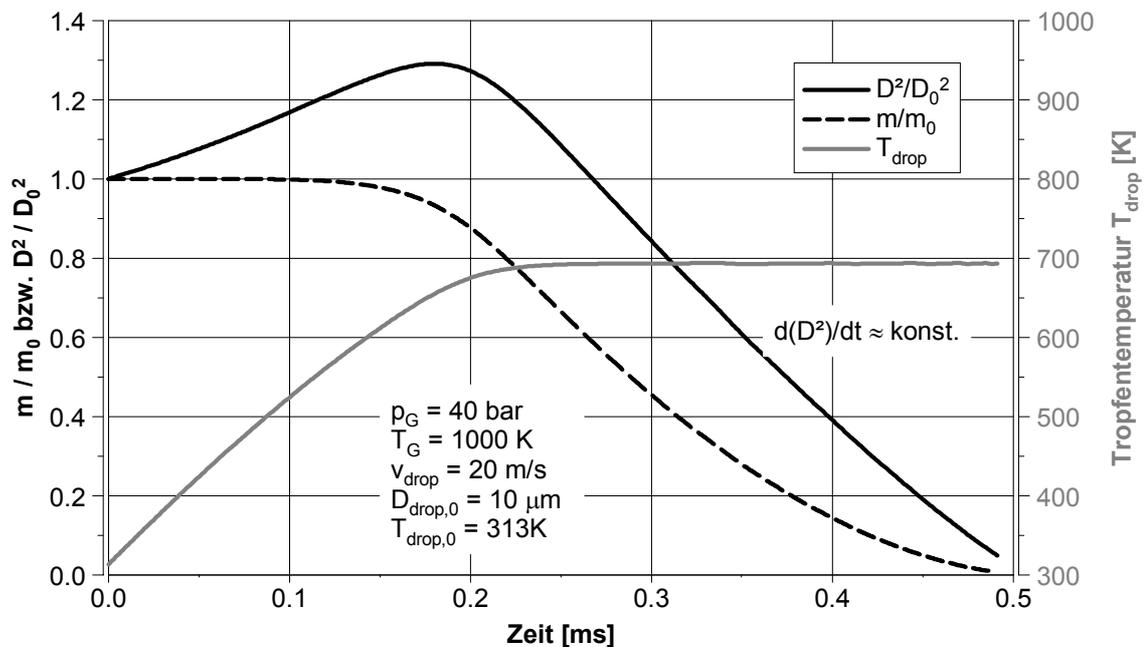


Abbildung 3.7: Simulation der Verdampfung eines Einzeltropfens

Flüssige und dampfförmige Strahleindringtiefe

Die dampfförmige Strahleindringtiefe ist eine wichtige Validierungsgröße, auf deren Basis das Mehrzonenmodell über die Impulserhaltung die in den Einspritzstrahl (bzw. in die einzelnen Paketzone) eingesaugte Luftmasse berechnet. Eine falsche Berechnung der Strahlausbreitung ergibt demnach eine falsche Gaszusammensetzung der Paketzone und eine nachfolgende falsche Verdampfungs- und Verbrennungsberechnung. Mit Hilfe der flüssigen Strahleindringtiefe kann gut die korrekte Wiedergabe des Verdampfungsverhaltens überprüft werden.

In Abbildung 3.8 ist ein Vergleich einer Messung und einer Rechnung der flüssigen und dampfförmigen Strahleindringtiefe, bei gleichen Randbedingungen dargestellt. Das Eindringverhalten der Dampfphase wird gut wiedergegeben, die Messwerte hängen vom Schwellwert bei der Bildauswertung ab. Die Verdampfung bzw. die Eindringtiefe der Flüssigphase wird nach einer Kalibrierung der Anfangströpfchendurchmesser auf übliche Werte von aktuellen Einspritzsystemen [107] ebenfalls sehr gut vorausgerechnet.

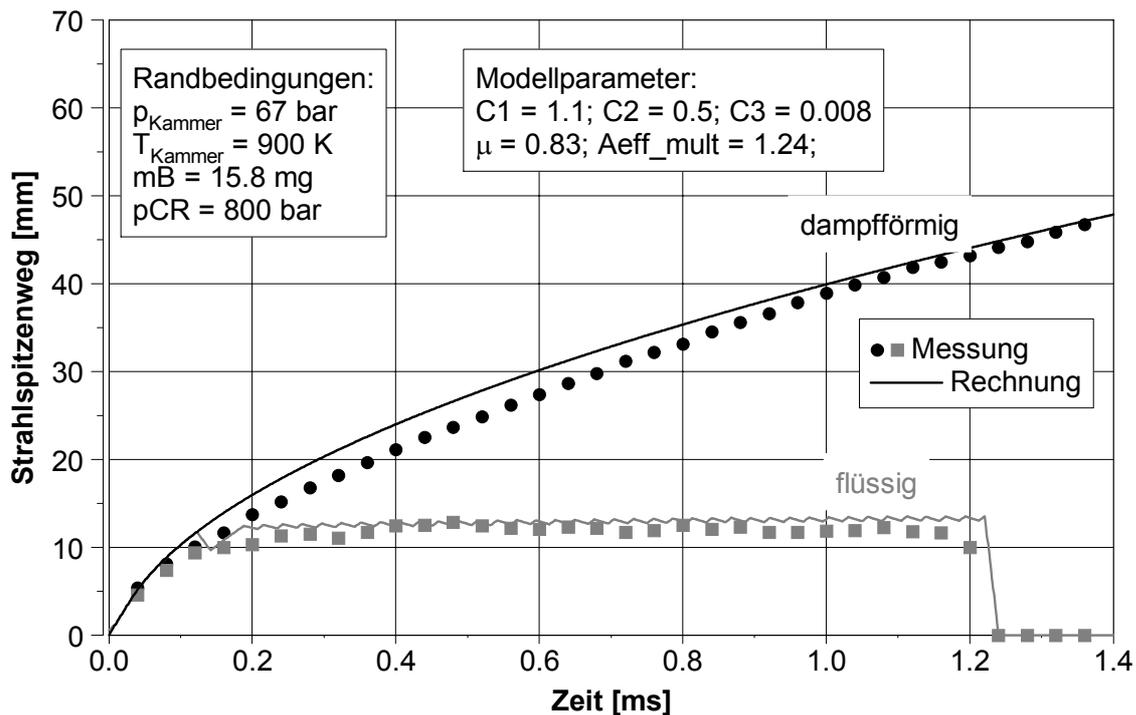


Abbildung 3.8: Vergleich Messung – Rechnung der flüssigen und dampfförmigen Strahlausbreitung. Düse: 7L-HD240/156°SKW.

Analyse einer motorischen Messung

Im Folgenden wird die Analyse einer motorischen Messung mit Hilfe des Mehrzonenmodells beispielhaft an einem Betriebspunkt erläutert. Die Einstellwerte des Betriebspunktes sind in Tabelle 3.3 aufgeführt. Detaillierte Ergebnisse dieser Messreihe sind auch in Kapitel 8.1.1, Abbildung 8.3 dargestellt.

Betriebspunkt; Brennverfahren	2000/6; teilhomogen
Einspritzdüse; Kolbenmulde	8L-HD320/153°SKW; 153_1
Raildruck; Einspritzmenge	1200 bar; 20.9 mg (25mm ³)
Einspritzbeginn	2.1 °KW v. OT; 5.2 °KW v. OT
AGR	26 %; 41%
FSN	0; 1.29
NOx	88 ppm; 18 ppm

Tabelle 3.3: Einstellwerte und Emissionsergebnisse des Betriebspunktes 2000/6, teilhomogen.

Als Vorgabegröße für die mehrzonige Analyse dient der Brennverlauf aus einer einzonigen Druckverlaufsanalyse. In einem iterativen Vorgang wird zunächst eine einzonige Druckverlaufsanalyse mit einem herkömmlichen Druckverlaufsanalyseprogramm ohne Berücksichtigung der Verdampfung durchgeführt. Der so ermittelte Brennverlauf, dargestellt in Abbildung 3.9, dient nun als

Eingangsgröße für eine mehrzonige Analyse der Strahlausbreitung, Gemischbildung und Verdampfung. Die mehrzonige Analyse ist nun mit der in Kapitel 3.1 beschriebenen einzonigen Druckverlaufanalyse gekoppelt und berechnet den Brennverlauf unter Berücksichtigung der Kraftstoffverdampfung, siehe Abbildung 3.9. Die während der Kraftstoffverdampfung sichtbare „Delle“ im Brennverlauf verschwindet vollständig durch die Berücksichtigung des Enthalpiestromes des Kraftstoffdampfes $dH_{B,g}$ und dem zur Tropfenaufheizung erforderlichen Wärmestrom dQ_{drop} . Mit dem nun ermittelten Brennverlauf wird eine erneute mehrzonige Analyse zur endgültigen Berechnung durchgeführt.

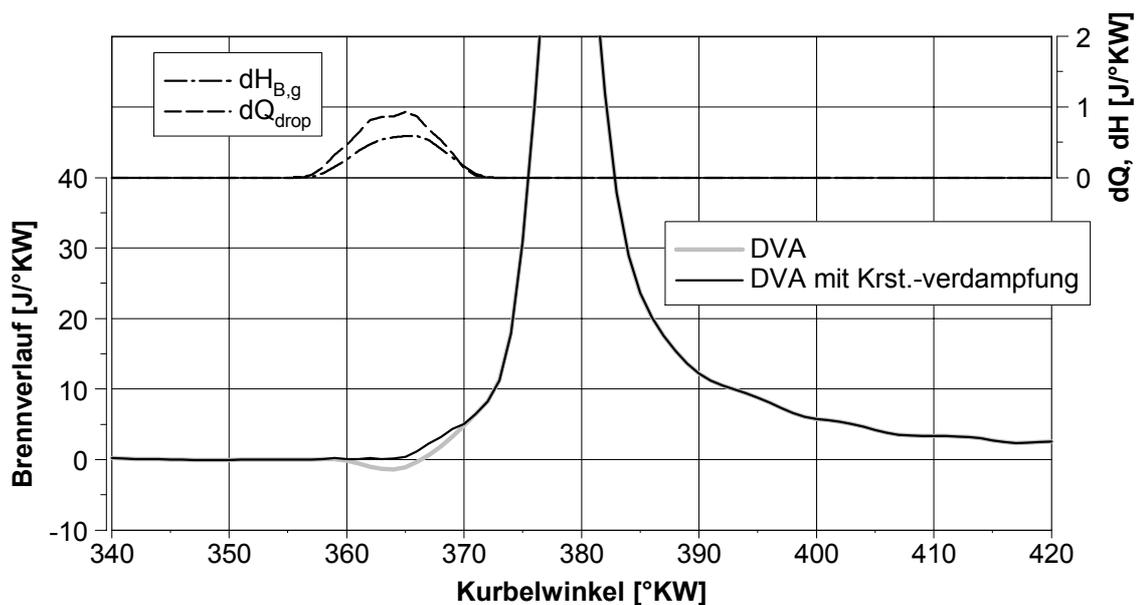


Abbildung 3.9: Ergebnis der Druckverlaufanalyse (DVA) mit und ohne Berücksichtigung der Kraftstoffverdampfung.

Diese mehrzonige Analyse ermöglicht eine genauere Interpretation auch der lokalen Vorgänge im Brennraum. Dazu wird der Einspritzstrahl in Bezug auf die Strahlachse in 40 axiale und 2 radiale Paketzonen, wie in Kapitel 3.3.1 beschrieben, eingeteilt. Die einzelnen Zonen sind mit (axiale Nr., radiale Nr.), ausgehend vom ersten eingespritzten Paket bezeichnet, siehe auch Abbildung 3.4. Vorgegeben wird der gemessene Zylinderdruckverlauf und der nach dem oben beschriebenen Verfahren ermittelte globale Brennverlauf, der entsprechend Glg. (3.51) auf die einzelnen Zonen verteilt wird. Die mehrzonige Berechnung startet erst ab Einspritzbeginn, die Startwerte für Temperatur, Druck etc. werden aus der vorher durchgeführten einzonigen DVA ermittelt.

Die Ergebnisse der mehrzonigen Berechnung sind in Abbildung 3.10 dargestellt. Die Dampfphase penetriert aufgrund des hohen Einspritzdruckes sehr schnell und alle Pakete erreichen bereits während des Einspritzvorgangs bzw. kurz danach den Muldenrand. Der Paketimpuls und damit die Rate der Luftbeimischung wird beim Auftreffen mit einem konstanten Faktor 1.2 erhöht.

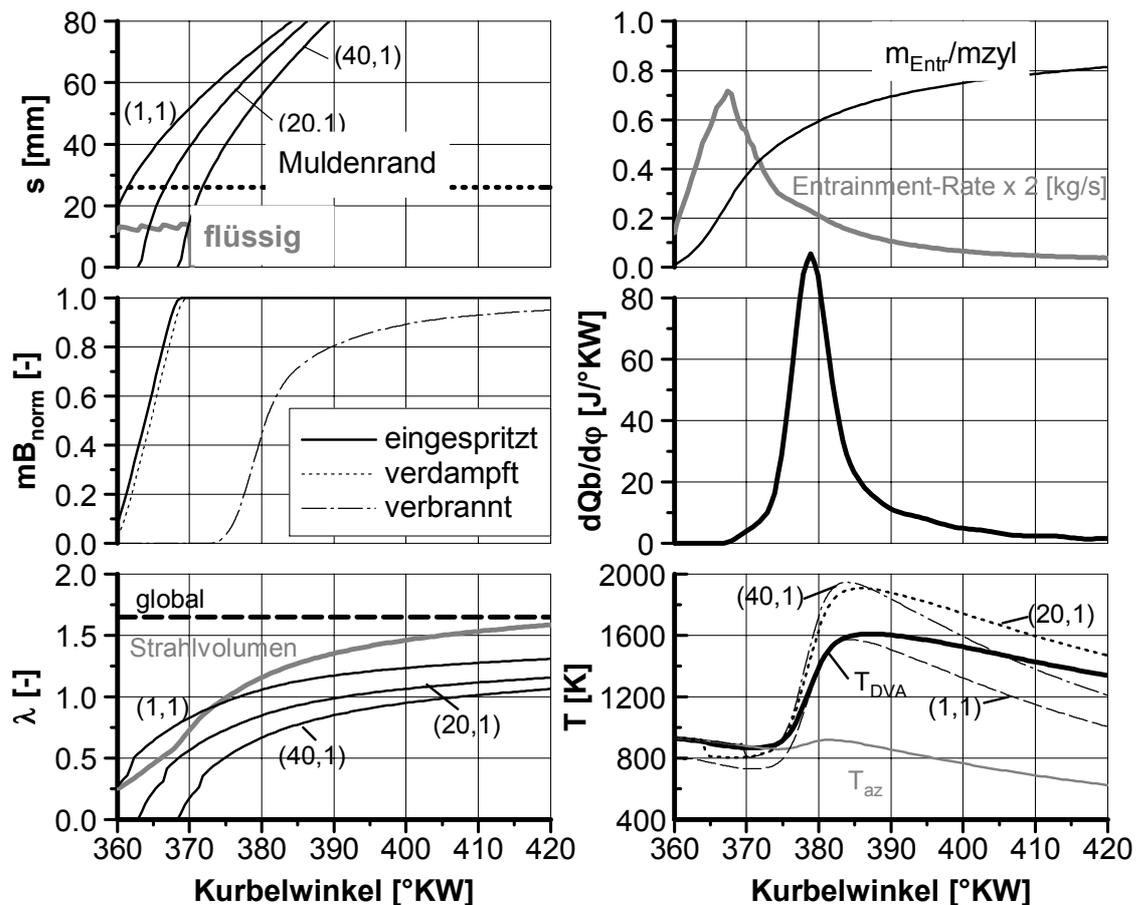


Abbildung 3.10: Mehrzonige Analyse des Betriebspunktes 2000/6, teilhomogenes Brennverfahren. Axiale Paketanzahl: 40; Radiale Paketanzahl: 2;

Aufgrund der hohen Gastemperatur zum Einspritzzeitpunkt ist die Kraftstoffverdampfung sehr schnell und die flüssige Strahleindringtiefe liegt nur bei ca. 12 mm. Die Rate der Luftbeimischung (Entrainment-Rate) ist während und kurz nach der Einspritzung am höchsten, da hier der Einspritzstrahl aufgrund der hohen Geschwindigkeit die stärkste Interaktion mit der Zylinderladung aufweist. Betrachtet man die Summe des beigemischten Gases aller Strahlpakete in Bezug auf die gesamte Gasmasse im Zylinder, so ergibt sich die Luftefassung bzw. genauer gesagt die „Gaserfassung“. Diese erreicht einen Wert von ca. 80 % bei Brennende, ideal wäre ein Wert von 100 %. Bei einer hohen Motorlast ergibt sich aufgrund der längeren Einspritzdauer auch eine verbesserte Luftefassung. Der Verlauf des Luftverhältnisses der einzelnen Strahlzonen auf der Strahlachse ist zu Beginn der Einspritzung (1,1) in der Mitte (20,1) und am Ende (40,1) der Einspritzung dargestellt. Als kritisch zu bewerten ist das zuletzt eingespritzte Strahlpaket (40,1), da für dieses die geringste Zeit zur Kraftstoffaufbereitung vor Brennbeginn besteht. Dank des Auftreffens des Paketes auf den Muldenrand und der dadurch verstärkten Luftbeimischung liegt das Luftverhältnis dieses Paketes bei Brennbeginn schon oberhalb 0.5 und die Rußbildung kann, unterstützt durch die niedrigen Temperaturen, verhindert

werden. Die Messergebnisse in Tabelle 3.3, die keine Schwarzrauchemission zeigen, bestätigen diese Simulationswerte.

Die berechneten Temperaturen der einzelnen Strahlpakete zeigen während der Kraftstoffverdampfung eine deutliche Abkühlung im Vergleich zur Temperatur der Frischluftzone T_{az} und der Massenmitteltemperatur aus der Druckverlaufsanalyse T_{DVA} . Die Vorgabe des Brennverlaufes aus der einzonigen Druckverlaufsanalyse, entsprechend der Kraftstoffmasse auf die Zonen aufgeteilt, führt zu einem gleichzeitigen Ansteigen der Pakettemperaturen bei Verbrennungsbeginn. Bei einer Vorgabe des Brennverlaufes durch eine reaktionskinetische Rechnung, separat für jede Zone, führen die unterschiedlichen Luftverhältnisse und Zonentemperaturen durch die Kraftstoffverdampfung zu verschiedenen Brennbeginnen der einzelnen Zonen. Dieses Verhalten ist in der vorliegenden Rechnung nicht berücksichtigt. Die maximalen Temperaturen, die ein Maß für die Stickoxidbildung darstellen, sind nur abhängig von Gasmasse im Paket und der umgesetzten Kraftstoffenergie. Die Simulation zeigt, dass die hohen Temperaturen hauptsächlich in den Strahlpaketen mit einer geringen Zündverzugszeit entstehen. Die Ursache ist hierfür die geringe in das Paket eingesaugte Gasmasse, die in Verbindung mit der hohen umgesetzten Kraftstoffmasse zu einer hohen Temperatur führt. Bei einer reaktionskinetischen Vorgabe des Brennverlaufes wären die Temperaturen niedriger, da das geringe Luftverhältnis zu einem längeren Zündverzug und zu einer geringeren Umsatzrate führt.

3.4 Selbstzündung und Verbrennung

Eine wichtige Anwendung der Simulation ist die Vorausberechnung der Verbrennung von noch nicht existierenden Motoren. In dieser Arbeit wird die Simulation hingegen dazu eingesetzt, die Versuchsergebnisse eines bekannten Motors mit einem noch relativ neuen Brennverfahren besser interpretieren zu können. Insbesondere über die räumlich aufgelösten Vorgänge im Brennraum ist wenig bekannt, da am Motorprüfstand üblicherweise nur globale Größen bestimmt werden können. Die Simulation der Selbstzündung und Verbrennung in Kombination mit dem oben beschriebenen Paketmodell soll dazu dienen, den Einfluss der lokalen Größen besser zu verstehen. Einfache reaktionskinetische Modelle tragen dazu bei, den Ablauf der physikalischen und chemischen Vorgänge in den Grundzügen zu klären.

Die Simulation einer homogenen oder teilhomogenen Dieselerverbrennung kann mit Hilfe eines homogenen Reaktormodells erfolgen. Im Falle der teilhomogenen Dieselerverbrennung wird jeweils eine Strahlpaketzone als homogen betrachtet. Durch die Annahme der Homogenität (hinsichtlich Temperatur, Druck und Gemischzusammensetzung) können molekulare Transportprozesse wie Diffusion, Wärmeleitung und Viskosität vernachlässigt werden. Dadurch beeinflusst nur die Reaktionskinetik die Wärmefreisetzung.

3.4.1 Reduzierte Reaktionsmechanismen

Reaktionsmechanismen für die Kohlenwasserstoff-Oxidation bestehen zum Teil aus mehreren tausend Elementarreaktionen. Für jede beteiligte chemische Spezies muss zudem eine Teilchenenerhaltungsgleichung gelöst werden. Selbst für einen homogenen Reaktor, bei dem keine Transportgleichungen gelöst werden müssen, bedeutet das einen erheblichen Rechenzeitbedarf. Für das hier beschriebene mehrzonige Modell und erst recht für CFD-Modelle ist der Rechenaufwand inakzeptabel hoch. Aus diesem Grund sind zahlreiche reduzierte Reaktionsmechanismen entwickelt worden [120], welche die wichtigsten Phänomene der Kohlenwasserstoffoxidation, wie z.B. die cool-flame, beschreiben. Diese Modelle sind jeweils nur in einem engen Zustandsbereich gültig und müssen auf den jeweiligen Einsatzbereich kalibriert werden. Das kann durch Anpassen der Reaktionsraten und/oder der Gleichgewichtskonstanten geschehen.

In diesem Kapitel werden zwei reduzierte Reaktionsmechanismen auf die Anwendbarkeit zur Simulation der Selbstzündung und Wärmefreisetzung einer ideal homogenen n-Heptan Verbrennung hin untersucht. Die Modellierung der Mechanismen und die Lösung des Differentialgleichungssystems erfolgt in Matlab, wodurch eine leichte Integration in das Matlab-Mehrzonenmodell möglich ist.

4-Schritt-Mechanismus nach Müller [112]

Zunächst wird ein Modell von Müller et al. [112] untersucht, das durch Reduktion eines detaillierten Mechanismus mit 1011 Elementarreaktionen auf vier globale Schritte entstanden ist. Jeweils zwei dieser Schritte sind für Niedertemperatur- bzw. Hochtemperaturbereich zuständig. Durch die Überlappung der zwei Reaktionszweige kann der Bereich des negativen Temperaturkoeffizienten (NTC) modelliert werden.

In Tabelle 3.4 sind die Reaktionsgleichungen und die Arrhenius Parameter dargestellt. Die Variable F steht für Kraftstoff (fuel), in diesem Fall n-Heptan ($n\text{-C}_7\text{H}_{16}$). X und I stellen die Zwischenprodukte dar, wobei $X = 3\text{C}_2\text{H}_4 + \text{CH}_3 + \text{H}$ und $I = \text{HO}_2\text{C}_7\text{H}_{13}\text{O} + \text{H}_2\text{O}$ ist. Mit P sind die Produkte symbolisiert, mit $P = 7\text{CO}_2 + 8\text{H}_2\text{O}$.

Reaktion	A in $\left[\frac{\text{cm}^3}{\text{mol}}\right]^{p-1} \cdot \frac{1}{\text{s}}$	E_a in $\frac{\text{kJ}}{\text{mol}}$
1 $F \rightarrow X$	9.0e+8	7.2e+7
2 $X + 11\text{O}_2 \rightarrow P$	7.0e+15	7.0e+15
3f $F + 2\text{O}_2 \rightarrow I$	1.0e+20	2.0e+21
3b $I \rightarrow F + 2\text{O}_2$	5.0e+25	5.0e+23
4 $I + 9\text{O}_2 \rightarrow P$	1.0e+13	2.0e+12

Tabelle 3.4: Reaktionsgleichungen und Arrhenius Parameter $k_i = A_i \exp(-E_{a_i}/RT)$ des Müller 4-Schritt Mechanismus. Grau hinterlegte Spalten: Standardparameter nach Müller [112].

Die ersten beiden Reaktionen (1, 2) stellen eine 2-Schritt Hochtemperaturreaktion dar, mit einem endothermen Zerfall in kleinere Kohlenwasserstoffe (X), gefolgt von einer exothermen Oxidation zu Verbrennungsprodukten (P). Die Reaktionen 3 und 4 modellieren den Mechanismus der degenerierten Kettenverzweigung, der für die Zweistufenzündung bzw. den negativen Temperaturkoeffizienten der Zündverzugszeit verantwortlich ist. Die dritte Reaktion kann in beide Richtungen ablaufen (b = back, f = forward). Die Aktivierungsenergie E_a der Rückwärtsreaktion 3b ist wesentlich höher als die der Vorwärtsreaktion 3f. Dadurch spielt die Rückwärtsreaktion bei niedrigen Temperaturen keine Rolle. Bei Temperaturen von 830 K und höher übersteigt die Reaktionsrate der Rückwärtsreaktion 3b langsam die der Vorwärtsreaktion 3f. Dadurch reduziert sich die Bedeutung der über den Reaktionspfad 2 und 4 gebildeten Produkte (P).

Die Auflistung der Teilchenerhaltungsgleichungen und die Berechnung der Geschwindigkeitskoeffizienten ist in [112] dargestellt.

5-Schritt-Mechanismus nach Schreiber [113]

Dieses Modell stellt eine Weiterentwicklung des 4-Schritt-Mechanismus nach Müller dar. Es soll die wesentliche Problematik des Müller-Modells, die schlechte Vorhersage des NTC-Bereichs, verbessern. Als Ursache hierfür wird die ausschließlich auf thermischer Rückkopplung basierende NTC-Modellierung genannt [113]. Durch Einführung einer weiteren Reaktion, die eine chemische Autokatalyse abbildet, werden die Niedertemperaturreaktionen besser wiedergegeben.

Die Reaktionsgleichungen und die Parameter der Arrhenius-Gleichung zur Berechnung der Geschwindigkeitskoeffizienten k_i der einzelnen Reaktionen sind in Tabelle 3.5 dargestellt. Die Hochtemperaturoxidation, Reaktion 1 und 2, entspricht dem Müller-Reaktionsmechanismus. Die chemische Autokatalyse, Reaktion 4, steht in Konkurrenz mit der Rückwärtsreaktion 3b. In der Vorwärtsreaktion 3f sind sowohl die erste als auch die zweite O_2 -Addition zusammengefasst. Das Produkt I ist dabei ein oxidiertes Radikal. Die Variable Y stellt eine Kettenträger-Spezies dar, die z. B. als OH aufgefasst werden kann. Die Niedertemperaturoxidation wird mit Reaktion 5 abgeschlossen. Das NTC-Verhalten wird durch einen „Schalter“, d.h. durch die Umkehrbarkeit der Reaktion 3 realisiert. Die Aktivierungsenergie der Rückwärtsreaktion 3b ist viel höher als die der Vorwärtsreaktion 3f. Eine Kettenverzweigung über Reaktion 4 ist nur bei niedrigen Temperaturen möglich, wenn 3b sehr langsam und damit irrelevant ist. Die somit gebildete Spezies wird in der Niedertemperaturreaktion 5 umgesetzt. Bei höheren Temperaturen dominiert die Rückwärtsreaktion 3b und der Mechanismus läuft ausschließlich über den Hochtemperaturzweig, Reaktionen 1 und 2, ab.

Reaktion	A_i in [mol, m ³ , s]	E_{ai}/R [K]			
1	$F \rightarrow X$	5.0e+8	1.55e+7	18050	14079
2	$X + 11O_2 \rightarrow P$	7.0e+6	7.0e+6	7200	7200
3f	$F + 2O_2 \rightarrow I$	3.85e+10	3.42e+6	19500	19110
3b	$I \rightarrow F + 2O_2$	6.0e+27	3.47e+27	37500	37500
4	$I \rightarrow 2Y$	2.0e+8	3.26e+8	5000	5000
5	$Y + 0.5 F + 10 O_2 \rightarrow P$	1.0e+9	5.59e+8	16500	9900

Tabelle 3.5: Reaktionsgleichungen und Arrhenius Parameter $k_i = A_i \exp(-E_{ai}/RT)$ des Schreiber 5-Schritt Mechanismus. Grau hinterlegte Spalten: Standardparameter nach Schreiber [113]

3.4.2 Ergebnisse am homogenen Reaktor mit konstantem Volumen

Zur Ermittlung der Zündverzüge wird in dieser Arbeit ein Modell eines adiabaten, homogenen Reaktors mit konstantem Volumen verwendet. Zu Beginn der Reaktion befindet sich ein Kraftstoff-Luft-Gemisch mit dem Luftverhältnis λ und der Masse m_{Gemisch} bei den Anfangsbedingungen p_0, T_0 in dem konstanten Volumen. Die bei der Verbrennung freigesetzte Energie der Reaktionen Q_{chem} trägt alleine zur Aufheizung des Reaktors bei. Dieses Verhalten kann mit Glg. (3.53) beschrieben werden:

$$m_{\text{Gemisch}} \cdot C_{V,\text{mix}} \cdot \frac{dT}{dt} = \frac{dQ_{\text{chem}}}{dt} \quad (3.53)$$

Als Kriterium für eine erfolgte Zündung wird das Ansteigen der Temperatur auf über 1500 K verwendet.

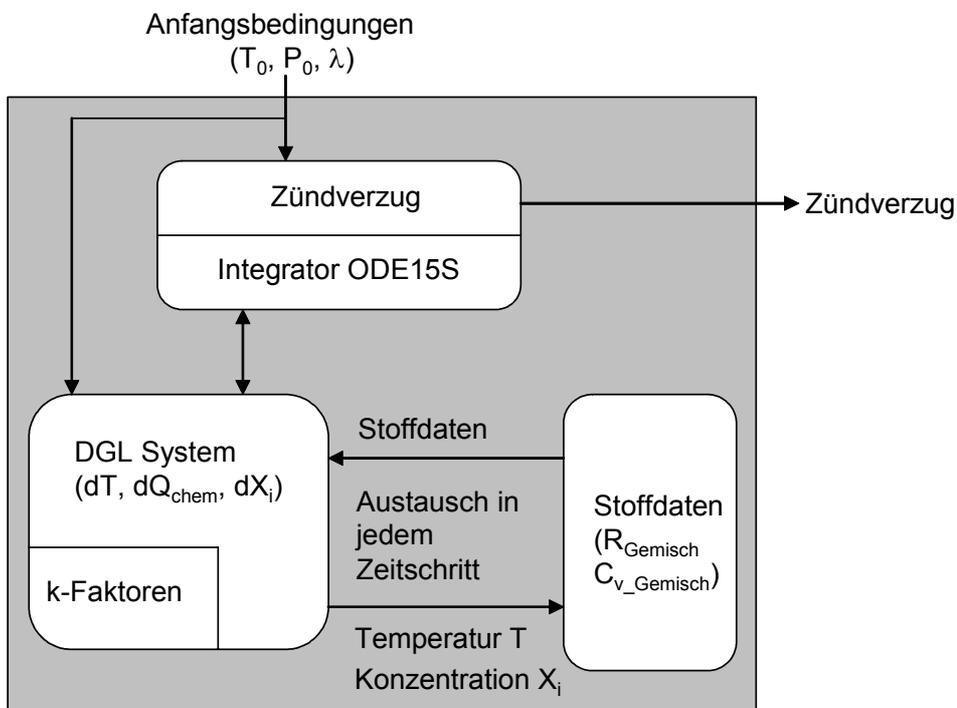


Abbildung 3.11: Schema des homogenen Reaktormodells

Der schematische Ablauf des Matlab[®] Berechnungsprogramms ist in Abbildung 3.11 dargestellt. Als Anfangsbedingungen werden Druck, Temperatur und Luftverhältnis vorgegeben. Das steife Differentialgleichungssystem mit den Variablen Temperatur, Wärmefreisetzung und Molenbrüche x_i wird mit dem Integrator ode15s integriert. In jedem Integrationsschritt werden die Geschwindigkeitskoeffizienten und die Stoffdaten bei der aktuellen Temperatur berechnet. Bei Erreichen der definierten Zündbedingung ($T > 1500$ K) wird die Integration abgebrochen und die Zündverzugszeit ausgegeben. Das Programm kann auch automatisiert die Zündverzugskurven über der Temperatur bei

konstantem Druck und Luftverhältnis berechnen, welche im Folgenden für die zwei reduzierten Mechanismen dargestellt sind.

Das beispielhafte Ergebnis einer Rechnung des 5-Schritt-Mechanismus im homogenen Reaktor ist in Abbildung 3.12 (links) dargestellt. Nach Überschreiten einer gewissen Induktionszeit steigt die Temperatur zunächst langsam an, mit dem Beginn der Hochtemperaturreaktionen dann sehr schnell. Aufgrund des hohen Temperaturgradienten kann die Zündverzugszeit recht präzise mit dem Kriterium $T > 1500$ K detektiert werden. Nach erfolgter Reaktion wird eine deutlich höhere Temperatur als die aus dem Heizwert von n-Heptan berechnete adiabate Flammentemperatur (siehe Kap. 3.4.4) erreicht. Das kann zum einen die Ursache haben, dass der reduzierte Reaktionsmechanismus zu viel Wärme freisetzt. Vergleicht man die spezifische Reaktionsenthalpie nach der Reaktion von 44.06 kJ/kg mit dem Heizwert von n-Heptan 44.40 kJ/kg, wird deutlich, dass dies nicht die Ursache darstellt. Die eigentliche Ursache wird deutlich, wenn man die spezifische Wärmekapazität der Verbrennungsprodukte des reduzierten Mechanismus mit einer 11-Komponenten Gleichgewichtsrechnung vergleicht, siehe Abbildung 3.12 (rechts). Ab einer Temperatur von ca. 1800 K treten im Rauchgas, d.h. in den Verbrennungsprodukten, weitere im reduzierten Mechanismus nicht berücksichtigte Komponenten (H_2 , CO , OH , H , O) auf. Durch diese Komponenten ist die spezifische Wärmekapazität deutlich höher. Für den Einsatz eines reduzierten Reaktionsmechanismus im Mehrzonenmodell bedeutet das, dass die summarische Wärmefreisetzung relativ gut wiedergegeben wird, die Rauchgaskalorik aber in jedem Fall über eine gesonderte Gleichgewichtsrechnung bestimmt werden muss.

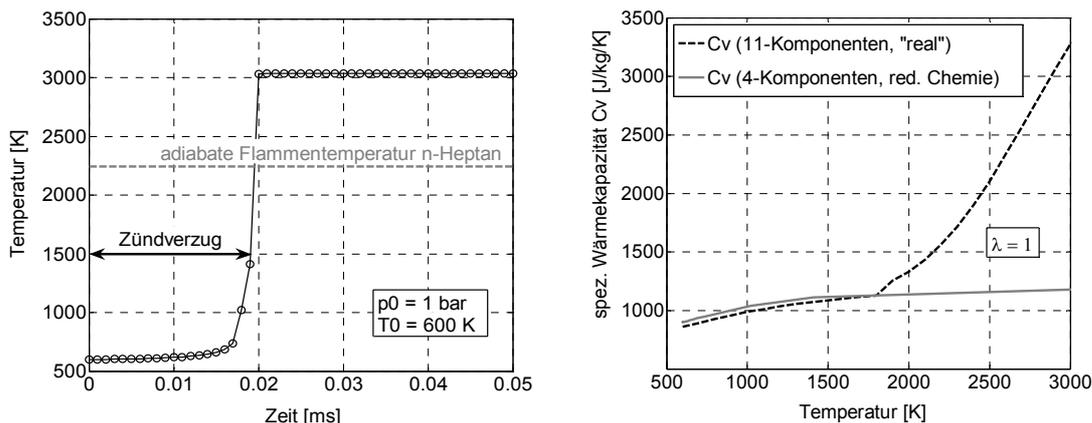


Abbildung 3.12: Temperaturverlauf bei der Selbstzündung im homogenen Reaktor mit Schreiber-Modell (links). Vergleich der spez. Wärmekapazitäten der Verbrennungsprodukte des Schreiber-Mechanismus (4-Komponenten) mit einer Gleichgewichtsrechnung mit 11-Komponenten nach [83].

Vergleich der Reaktionsmechanismen nach Müller und Schreiber

Von Müller [112] und Schreiber [113] werden jeweils Parameter für die Berechnung der Geschwindigkeitskoeffizienten mittels Arrhenius-Gleichung angegeben, dargestellt in Tabelle 3.4 und Tabelle 3.5. Diese Parameter sind hier als „Standardparameter“ bezeichnet. Mit diesen Standardparametern ergibt sich das in Abbildung 3.13 (links) dargestellte Zündverzugsverhalten in Abhängigkeit der Temperatur. Als Referenz ist ein detaillierter n-Heptan Mechanismus des Lawrence Livermore National Laboratory (LLNL) [31][114] gegenübergestellt. Beide reduzierten Mechanismen zeigen mit den Standardparametern eine akzeptable Vorhersage des Hochtemperaturbereichs. Bei Temperaturen im Bereich des NTC sind jedoch sehr große Abweichungen zum Referenzmechanismus vorhanden. Aus diesem Grund wurden die Parameter der reduzierten Mechanismen mit Hilfe eines genetischen Algorithmus und durch weitere manuelle Optimierung bei verschiedenen Startdrücken ($p_0 = 13 \text{ bar}$, 19.3 bar , 30 bar) und Luftverhältnissen ($\lambda = 0.5$, 1 , 2) auf eine möglichst gute Annäherung an den LLNL-Mechanismus im gesamten Temperaturbereich angepasst. Die optimierten Parameter sind in Tabelle 3.4 und Tabelle 3.5 aufgeführt.

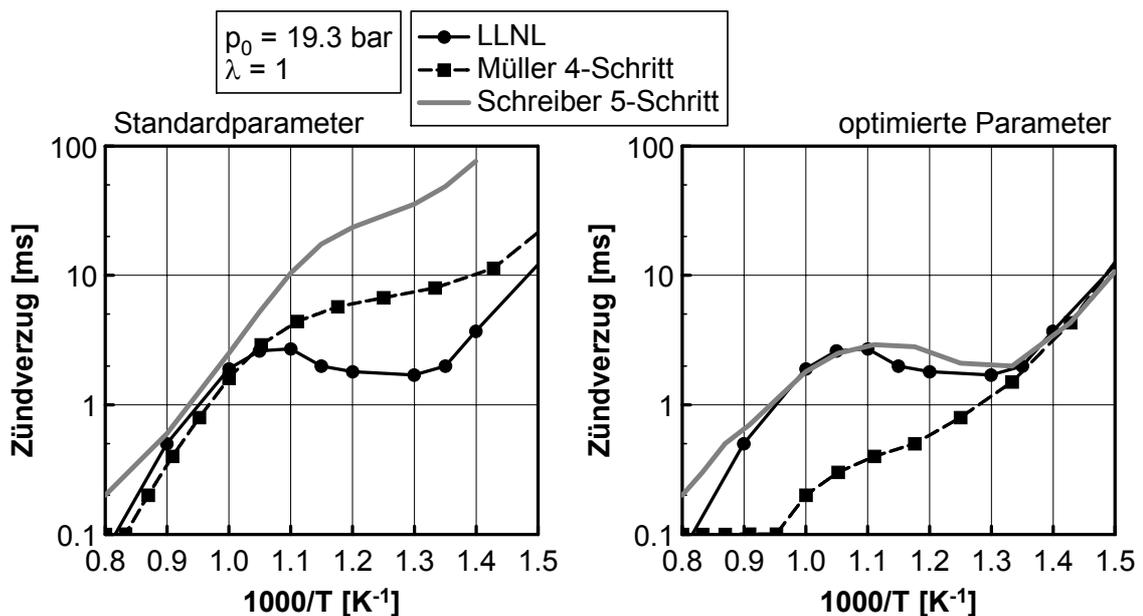


Abbildung 3.13: Vergleich des 4-Schritt-Mechanismus nach Müller und des 5-Schritt-Mechanismus nach Schreiber mit dem LLNL-Mechanismus bei $p_0=19.3 \text{ bar}$ und $\lambda=1$.

Das beispielhafte Ergebnis der Optimierung bei $p_0 = 19.3 \text{ bar}$ und $\lambda = 1$ ist in Abbildung 3.13 (rechts) dargestellt. Mit dem 4-Schritt-Mechanismus war es nicht möglich gleichzeitig den Hoch- und den Niedertemperaturbereich gut anzupassen. Der 5-Schritt-Mechanismus zeigt hingegen eine gute Vorhersage

des NTC-Bereiches und eine sehr gute Vorhersage bei niedrigen und hohen Temperaturen.

Die weiteren Ergebnisse der Parameteroptimierung sind in Abbildung 3.14 dargestellt. Bei einer Variation des Luftverhältnisses wird bei niedrigen und mittleren Temperaturen eine gute Übereinstimmung mit dem detaillierten Mechanismus erreicht. Bei sehr hohen Temperaturen sind hohe relative Abweichungen festzustellen. Absolut gesehen sind die Abweichungen aufgrund der sehr geringen Zündverzugszeiten bei hohen Temperaturen nicht gravierend. Bei einer Variation des Startdruckes p_0 ist die Abweichung bei hohen Temperaturen ebenfalls zu beobachten. Zu hohen Drücken hin, d.h. mit kürzeren Zündverzugszeiten wird die relative Abweichung ebenfalls stärker.

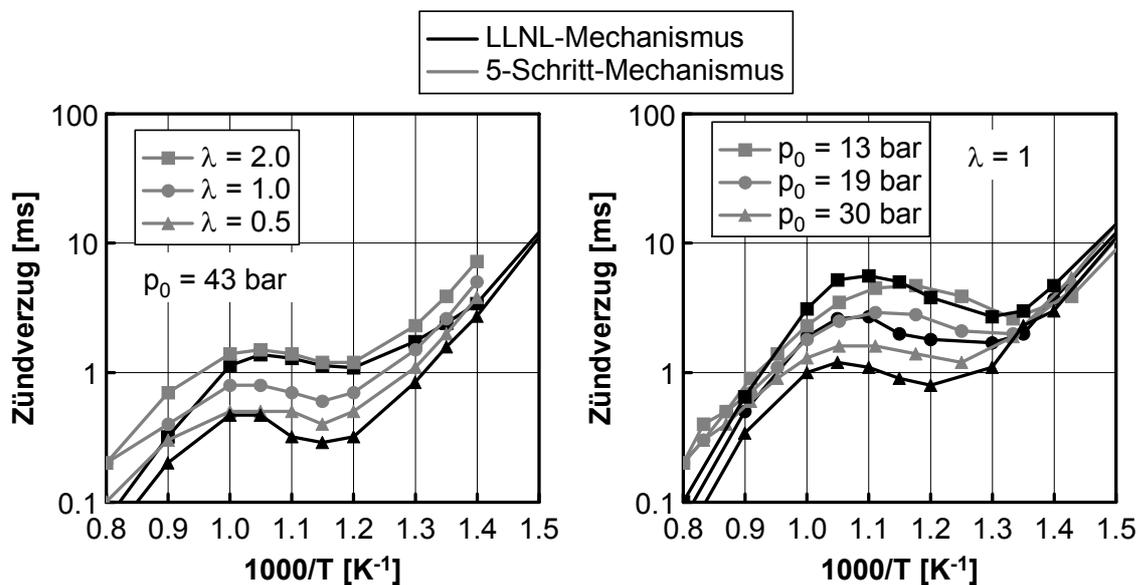


Abbildung 3.14: Vergleich des 5-Schritt-Mechanismus nach Schreiber mit optimierten Parametern (1 Parametersatz) mit dem detaillierten LLNL-Mechanismus.

3.4.3 Ergebnisse am homogenen Reaktor mit motorischen Randbedingungen

Die Parameteroptimierung und die Validierung der reduzierten Reaktionsmechanismen erfolgt wie in Kap. 3.4.2 beschrieben an einem homogenen Reaktor mit konstanten Volumen. In diesem Kapitel werden den Reaktionsmechanismen motorische Randbedingungen vorgegeben. Das Schema des Berechnungsprogramms ist in Abbildung 3.15 dargestellt. Die verwendeten motorischen Messungen mit n-Heptan Saugrohreinspritzung sind zum Teil in Kap. 5.3 aufgeführt. Mit Hilfe der Druckverlaufsanalyse (DVA) wird aus den indizierten Zylinderdrücken (p) der Verlauf der Massenmitteltemperatur (T) und der Brennverlauf bestimmt. Den Reaktionsmechanismen werden der Zylinderdruck und die Massenmitteltemperatur vorgegeben. Die sich ergebende Wärmefreisetzung der chemischen Reaktionen dQ_{chem}/dt wird mit dem aus der DVA ermittelten Brennverlauf dQ_B/dt verglichen. Zum einen kann aus dem

Vergleich geschlossen werden, inwieweit sich der Mechanismus zur Vorhersage der ideal homogenen motorischen Verbrennung eignet. Zum anderen kann unter der Annahme der korrekten Funktion des Reaktionsmechanismus auf einen eventuellen Einfluss von Temperaturinhomogenitäten geschlossen werden – die Kraftstoffkonzentration kann bei Saugrohreinspritzung als konstant angenommen werden.

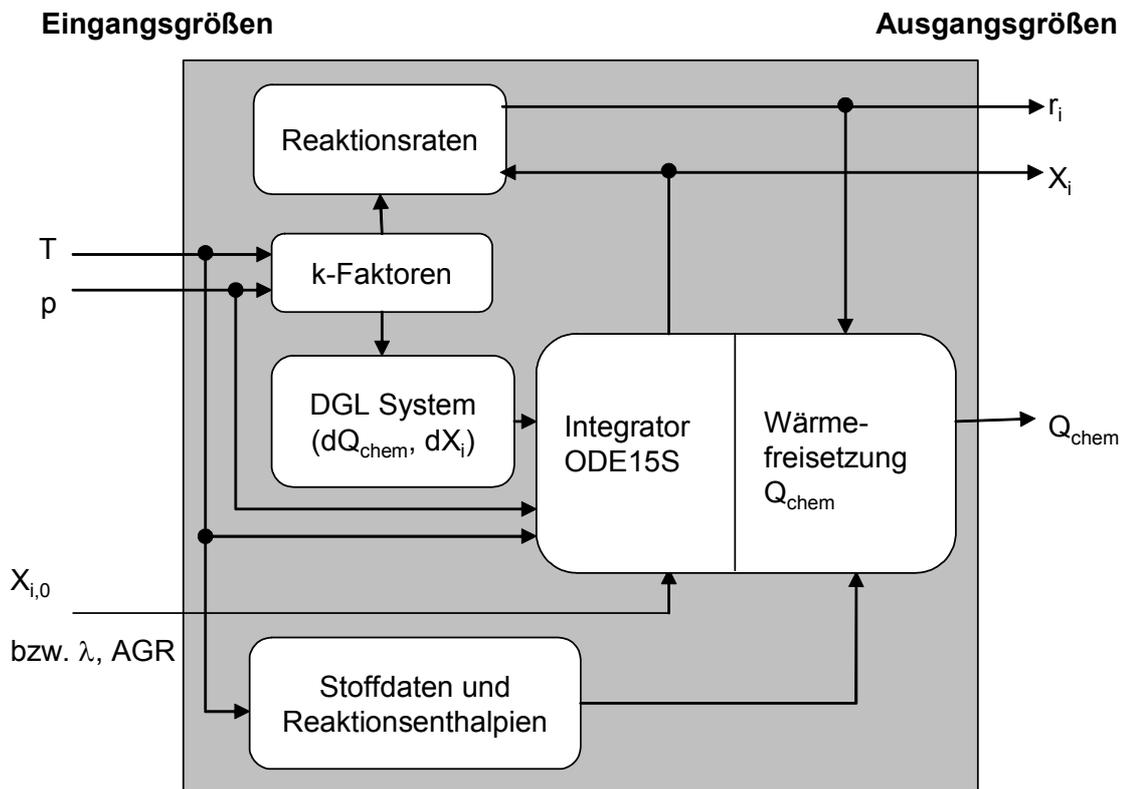


Abbildung 3.15: Schema des homogenen Reaktormodells mit motorischen Randbedingungen

Die Funktionsweise des in Abbildung 3.15 dargestellten Modells mit motorischen Randbedingungen ist folgendermaßen: Es werden der Zylinderdruckverlauf (p) und der Verlauf der Massenmitteltemperatur (T) vorgegeben. Damit können die Reaktionsgeschwindigkeiten (k -Faktoren) für jeden Zeitpunkt direkt ermittelt werden. Das Differentialgleichungssystem besteht aus den Änderungen der einzelnen Molenbrüche dX_i und der Wärmefreisetzung dQ_{chem} . Die Anfangsbedingung der Molenbrüche $X_{i,0}$ kann aus der gemessenen AGR-Rate und dem gemessenen Luftverhältnis berechnet werden. Die Ausgangsgrößen des Modells sind der Verlauf der Wärmefreisetzung der chemischen Reaktionen Q_{chem} , sowie die Reaktionsraten r_i und der Verlauf der Molenbrüche X_i .

Die Berechnungsergebnisse des Modells für einen beispielhaften Betriebspunkt mit n -Heptan Saugrohreinspritzung sind in Abbildung 3.16 dargestellt. Als Vorgabe- bzw. Kontrollgrößen sind der Temperatur- bzw. der Brennverlauf aus

der Druckverlaufsanalyse (DVA) ebenfalls mit aufgetragen. Durch die begrenzte Messgenauigkeit der angesaugten Luftmasse und Fehler bei der Nulllinienfindung ist die mit der DVA berechnete Temperatur mit einer gewissen Unsicherheit behaftet.

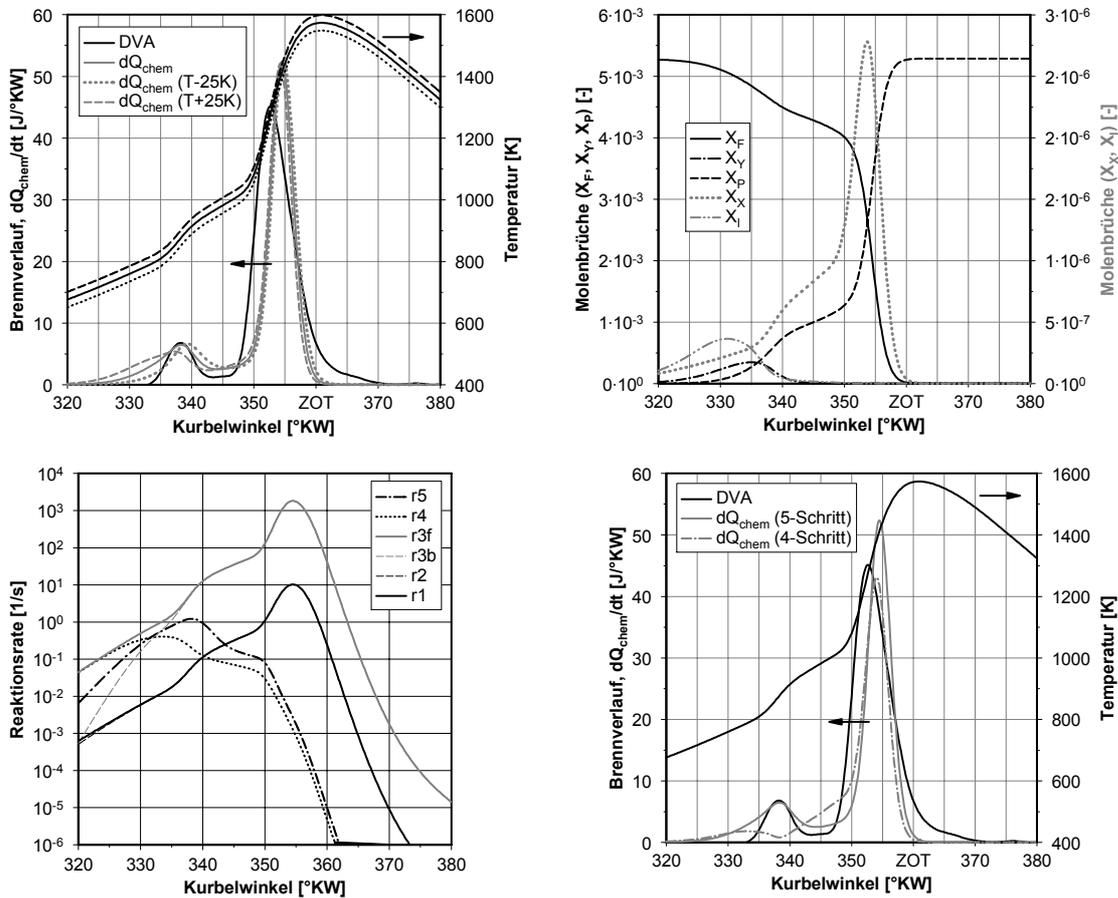


Abbildung 3.16: Berechnungsergebnisse mit Schreiber 5-Schritt-Mechanismus. o.li.: Temperatursensitivität der chem. Wärmefreisetzung. o.re: Verlauf der Molenbrüche aller Spezies des Mechanismus. u.li: Reaktionsraten. u.re: Vergleich der Wärmefreisetzung von 5- und 4-Schritt-Mechanismus

Da die Reaktionsgeschwindigkeiten eine exponentielle Abhängigkeit von der Temperatur haben, wird in Abbildung 3.16 (o.li) die Auswirkung eines konstanten Offsets von 25 K untersucht. Besonders die Niedertemperaturreaktionen zeigen eine deutliche Sensitivität auf das Temperaturniveau, die Hochtemperaturreaktion bleibt weitgehend unbeeinflusst. Unabhängig von einem eventuellen Fehler des vorgegebenen Temperaturverlaufs erfolgt der Beginn der berechneten Wärmefreisetzung der Niedertemperaturreaktionen des 5-Schritt-Mechanismus früher als der mit der DVA bestimmte Brennvorgang. Betrachtet man die Raten der einzelnen Reaktionen und den Verlauf der Molenbrüche der beteiligten Spezies in Abbildung 3.16 (o.re. und u.li.) wird dieses Verhalten deutlich. Zunächst ist die Vorwärtsreaktion 3f geschwindigkeitsbestimmend und es erfolgt die Bildung des Zwischenproduktes I. Die in

Konkurrenz stehenden Reaktionen 3b und 4 sind im Niedertemperaturbereich zugunsten von Reaktion 4 ausgelegt, so dass der Kettenträger Y gebildet werden kann, welcher die Verzweigung auslöst.

Die eigentliche Wärmefreisetzung im Niedertemperaturbereich erfolgt mittels Reaktion 5, in der Y vollständig umgesetzt wird. Da dieses in nur einem Schritt passiert, kann die cool flame, die im Brennverlauf der DVA sichtbar ist, nicht optimal nachgebildet werden. Ein Vergleich der Ergebnisse des 5-Schritt-Mechanismus mit dem 4-Schritt-Mechanismus ist in Abbildung 3.16 (u. li) dargestellt. Die Wärmefreisetzung im Hochtemperaturbereich kann ebenfalls gut wiedergegeben werden. Jedoch ist die Wiedergabe der cool-flame im gezeigten und auch in vielen anderen untersuchten Betriebspunkten nur sehr schlecht möglich.

3.4.4 Adiabatisches Flammentemperatur und AGR-Bedarf

Die adiabate Flammentemperatur T_{ad} ist die Temperatur nach einer Verbrennung, bei der angenommen wird, dass alle bei der chemischen Reaktion freigewordene Energie zum Aufheizen des Systems benutzt wird [38].

Aus dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik folgt, dass in einem geschlossenen adiabaten System ($dQ = 0$) bei konstantem Druck (isobar) $dH = 0$ ist. Daher sind die spezifischen Enthalpien von unverbranntem Gas vor der Reaktion und von verbranntem Abgas nach der Reaktion identisch.

$$h^{uv} = \sum_{j=1}^S w_j^{uv} \cdot h_j^{uv}(T_0, p) = \sum_{j=1}^S w_j^v \cdot h_j^v(T_{ad}, p) = h^v \quad (3.54)$$

Mit Glg. (3.54) und der Voraussetzung, dass die Enthalpien monoton mit der Temperatur steigen, kann die adiabate Flammentemperatur mit Hilfe einer Intervallschachtelung bestimmt werden [38]: Zunächst werden die Gleichgewichtszusammensetzungen w_j und die Enthalpien h^1 , h^2 bei zwei Temperaturen T_1 unterhalb und T_2 oberhalb der vermuteten Flammentemperatur bestimmt. Nun wird die Enthalpie h^m bei der mittleren Temperatur $T_m = (T_1 + T_2)/2$ bestimmt. Falls die Enthalpie des Unverbrannten h^{uv} nun zwischen h^1 und h^m liegt, wird die obere Grenze des Intervalls $T_2 = T_m$ gesetzt, ansonsten ist $T_1 = T_m$.

Soll der Einfluss des Luftverhältnisses λ und des stöchiometrischen Restgasanteiles x_r auf die adiabate Flammentemperatur eines realen Dieselkraftstoffes untersucht werden, empfiehlt sich folgende Vorgehensweise. Die spezifische Enthalpie des Unverbrannten wird als Gemisch aus stöchiometrischem Restgas und Luft mit den Massenanteilen w^{RG} und w^{Luft} betrachtet, siehe Glg. (3.55). Die Enthalpie des Unverbrannten wird bei den Bedingungen (T_0, p) ermittelt.

$$h^{uv}(T_0, p) = w_{RG} \cdot h_{RG} + w_{Luft} \cdot h_{Luft} = x_r \cdot h_{RG} + (1 - x_r) \cdot h_{Luft} \quad (3.55)$$

Die Enthalpie des Verbrannten (h^v) bei T_{ad} muss der Enthalpie des Unverbrannten bei T_0 entsprechen. Die Enthalpie des Verbrannten wird nach Glg. (3.56) berechnet. Der Kraftstoff erscheint erst verbrannt im Kontrollvolumen und wird bei der Enthalpie des Unverbrannten nicht berücksichtigt.

$$h^v = w_B \cdot H_u(T_0, p) \cdot \eta_{um} + w_{RG} \cdot \lambda \cdot L_{st} \cdot h_{RG}(T_0, p) + w_{Luft} \cdot \lambda \cdot h_{Luft}(T_0, p) \quad (3.56)$$

Die spezifische Enthalpie des Kraftstoffes nach der Verbrennung bei $T_0 = 298\text{K}$ entspricht dem unteren Heizwert H_u . Für andere Starttemperaturen T_0 müsste theoretisch der Heizwert gesondert bestimmt werden. Aufgrund des im Vergleich zur chemischen Wärmefreisetzung geringen Energiebedarfs zur Aufheizung des Kraftstoffes auf T_0 ist die daraus resultierende Abweichung jedoch sehr gering.

Die spezifischen Enthalpien werden mit einer 11-komponentigen Gleichgewichtsrechnung nach [83] unter Berücksichtigung der Dissoziation berechnet. Der Umsetzungswirkungsgrad muss nur bei Luftmangel und demzufolge unvollständiger Verbrennung berücksichtigt werden und wird nach [83] berechnet.

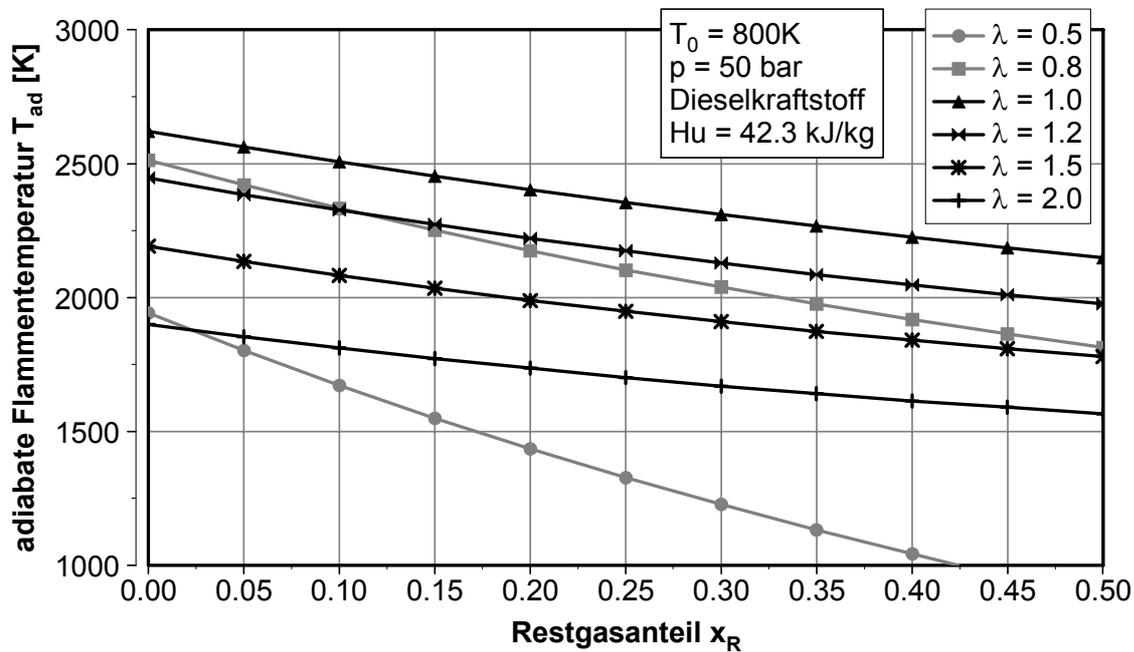


Abbildung 3.17: Adiab- isobare Flammentemperatur in Abhängigkeit des Restgasanteils

Die Berechnungsergebnisse für einen typischen Dieselmotorkraftstoff sind in Abbildung 3.17 dargestellt. Die Flammentemperatur fällt fast linear mit dem stöchiometrischen Restgasanteil. Bei $\lambda = 1$ wird erwartungsgemäß die höchste Temperatur erreicht. Bemerkenswert ist, dass bei fetter Verbrennung aufgrund des Umsetzungsgrades < 1 eine mit x_R stärker fallende Temperatur ergibt.

Bei der motorischen Anwendung kann mit Hilfe der adiabaten Flammentemperatur abgeschätzt werden wie hoch beispielsweise der Restgasanteil eines Brennverfahrens sein muss damit bestimmte NO_x-Grenzwerte erreicht werden. Läuft eine Verbrennung ausschließlich bei $\lambda = 1$ ab, so wäre ein sehr hoher Restgasgehalt von über 50 % nötig, um unter der Stickoxidbildungstemperatur von 2000 K zu bleiben. In der Praxis ist die Homogenität aber nicht vorhanden und die Verbrennung läuft in einem weiten Luftverhältnisbereich ab.

4 Versuchsaufbau- und durchführung

In diesem Kapitel werden der für die Untersuchungen verwendete Einzylinder-motor und der Prüfstandsaufbau beschrieben. Auf eine detaillierte Erläuterung allgemein bekannter Messtechniken wird verzichtet. Im Weiteren werden die Vorgehensweise bei der Versuchsdurchführung und die Versuchsrandbedingungen dargestellt.

4.1 Motordaten

Die Versuche sind mit einem Einzylinder-Forschungsmotor auf Basis des OM611 der DaimlerChrysler AG [115] durchgeführt worden. Das Zylinderkopf-konzept mit 4-Ventiltechnik ermöglicht eine zentrale Anordnung des Injektors und der Kolbenmulde. Zur Anhebung des Einlasskanaldralls ist eine Abschaltung eines Einlasskanals vorgesehen. Die wichtigsten technischen Daten sind in Tabelle 4.1 aufgeführt.

Hersteller/ Motorbezeichnung		Mercedes-Benz OM611
Aufladeverfahren		Fremdaufladung
Hub	mm	88.4
Bohrung	mm	88
Hubraum	cm ³	537.6
Pleuellänge	mm	149
Verdichtungsverhältnis (geometrisch)	-	18.5 (Serie); 16
Anzahl der Ventile	-	4
Drall (DrzUT)	-	2.7

Tabelle 4.1: Kenndaten des Einzylinder-Forschungsmotors

Für die Untersuchung der (teil-)homogenen Brennverfahren wurde das Verdichtungsverhältnis ausgehend von der Basis 18.5 auf 16 abgesenkt. Das bewirkt eine deutliche Verlängerung des Zündverzuges bei gleichen Randbedingungen. Mit optimierten Glühsystemen kann auch bei diesem Verdichtungsverhältnis eine gute Kaltstart- und Kaltlaufeigenschaft erreicht werden [116]. Abweichend vom Serienmotor OM611 ist der Forschungsmotor mit einem neueren Einspritzsystem der 2. Generation ausgerüstet, welches bis zu 6 Einspritzungen pro Arbeitsspiel ermöglicht.

4.1.1 Zylinderkopfdaten

An dieser Stelle werden nur die brennverfahrensrelevanten Konstruktionsmerkmale des Zylinderkopfes, der Einlasskanaldrall und der Durchfluss

aufgeführt. Das Kanalkonzept basiert auf einer parallelen Ventilanordnung mit zwei Spiralkanälen. Die Abschaltung des in Strömungsrichtung rechten Einlasskanales mit einer Klappe führt zu einer Anhebung des Einlasskanaldralls.

Kanalform		Spiral / Spiral
DrzUT ohne Einlasskanalabschaltung	-	2.7
DrzUT mit Einlasskanalabschaltung	-	6.1
Ventilwinkel	°	2 x 10
Ventildurchmesser		
Einlass	mm	30.3
Auslass	mm	28.4
max. Ventilhub	mm	7.9
Einlass öffnet	°KW v. GOT	18.5 bei 0 mm Hub
Einlass schließt	°KW n. GUT	56.5 bei 0 mm Hub
Auslass öffnet	°KW v. GUT	47.0 bei 0 mm Hub
Auslass schließt	°KW n. GOT	18.0 bei 0 mm Hub

Tabelle 4.2: Brennverfahrensrelevante Zylinderkopfdaten

Der Einlasskanaldrall ist nach dem Tippelmann Verfahren gemessen worden, und wird nach Glg. (4.1) berechnet. Unter der Annahme einer Festkörperrotation der Zylinderladung wird die integrale Drallzahl DrzUT nach Glg. (4.2) berechnet.

$$\Theta = 2 \cdot \pi \cdot D_{\text{Tippelmann}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_T \cdot R_Z}{\rho \cdot \dot{V}^2} \quad (4.1)$$

$$\text{DrzUT} = \frac{s}{2 \cdot D_{\text{cyl}}} \cdot \int_{OT}^{UT} \Theta \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_s}{2} \cdot \sin(2 \cdot \varphi) \right)^2 d\varphi \quad (4.2)$$

4.1.2 Kolbenmuldengeometrien

Im Rahmen dieser Arbeit sind drei Kolbenmuldengeometrien auf die Anforderungen der verschiedenen homogenisierten und teilhomogenen Brennverfahren ausgelegt worden. Das Muldenvolumen bzw. das Verdichtungsverhältnis bleibt aus Gründen der Vergleichbarkeit konstant. Die Kolbenmuldengeometrie ist im Wesentlichen auf den Spritzkegelwinkel der Einspritzdüse angepasst, um eine gute Gemischverteilung im Brennraum zu erreichen. Die geometrischen Abmaße der Mulden und die Strahllagen im Brennraum bei einer Kolbenstellung im oberen Totpunkt sind Abbildung 4.1 dargestellt.

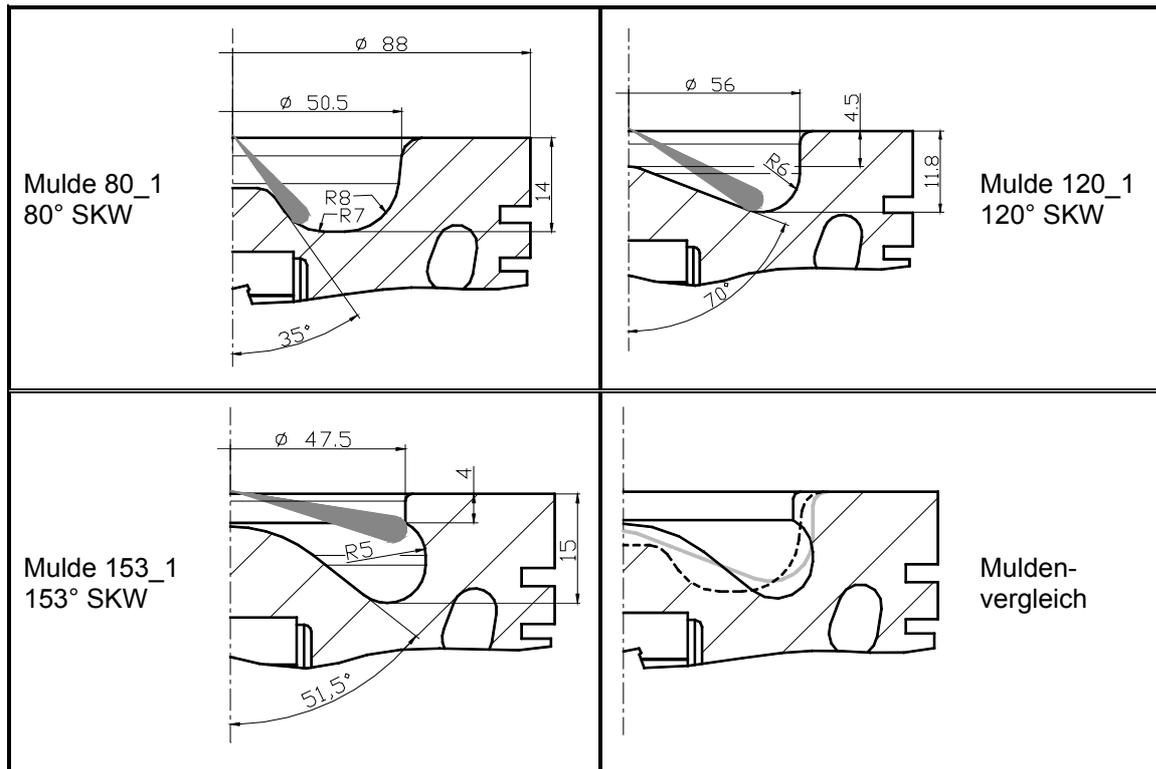


Abbildung 4.1: Mulden-Düsen-Kombinationen, Kolbenstellung OT

4.1.3 Einspritzausrüstung

Am Einzylindermotor wird ein Einspritzsystem der Fa. Robert Bosch der 2. Generation mit einem maximalen Systemdruck von 1600 bar verwendet. Das flexible, frei programmierbare Motorsteuergerät übernimmt die Regelung des Raildrucks und ermöglicht eine maximale Anzahl von 6 Einspritzungen pro Arbeitsspiel in einem frei wählbaren Kurbelwinkelbereich.

Für die Untersuchung der frühen Mehrfacheinspritzungen in Kapitel 6.4 ist es wichtig, dass der verwendete Injektor zeitlich sehr kurze Pausendauern zulässt. Weiterhin ist die Fähigkeit des Injektors, sehr kleine und genaue Mengen pro Einspritzung zu realisieren, für diese Art der Mehrfacheinspritzungen unerlässlich. Zum Einsatz kommt deshalb der Injektor CRIP 2.2 der Firma Robert Bosch, siehe Schnittbild in [117]. Der Nadelhub ist im Vergleich zum CRIP 2.1 größer, damit die Düsenadel im gesamten Betriebsbereich ballistisch betrieben werden kann. Damit wird ein lineares Injektorkennfeld erreicht. Daneben ist der Injektor mit einem zweiteiligen Anker mit Überhubanschlag ausgeführt, welcher eine Dämpfung des Ankers bewirkt, wodurch das Rückprellen und damit eine Plateaubildung im Mengenverhalten vermieden wird. Zur Linearisierung des Injektorverhaltens ist zudem der Ventilkugeldurchmesser vergrößert und das Steuerraumvolumen angehoben worden [117].

Die verwendeten Einspritzdüsen sind in Tabelle 4.3 dargestellt. Es handelt sich dabei ausschließlich um Midi-Sacklochdüsen. Diese garantieren ein gutes,

symmetrisches Strahlbild auch bei exotischen Spritzlochgeometrien und -anordnungen. Die Düsen mit Spritzkegelwinkel 153° und 164° werden nur in Kombination mit der Mulde 153_1 verwendet. Mit der Dicke der Injektordichtscheibe wird der gedachte Strahlauffreffpunkt am Zylinder mit dem Durchmesser des Muldenrandes (47.5 mm) bei diesen Düsen konstant eingestellt.

Kurzbezeichnung	n_{SP}	SKW [°]	HD [cm ³ /30s @100bar]	D_{SP} [μm]	Loch-geometrie	Strahlauffreffpunkt [mm]
8L-HD320/80°SKW	8	80	320	112	ks1,5	-
8L-HD320/120°SKW	8	120	320	112	ks1,5	-
8L-HD500/120°SKW	8	120	500	140	ks1,5	-
8L-HD240/153°SKW	8	153	240	97	ks1,5	5.39
8L-HD240/153°SKW	8	153	240	97	k-1	5.39
8L-HD320/153°SKW	8	153	320	112	ks1,5	5.39
8L-HD160/164°SKW	8	164	160	82	ks1,5	5.39

Tabelle 4.3: Kenndaten der untersuchten Einspritzdüsen

4.2 Motorprüfstand

Der Einzylindermotor wird an einem speziellen Prüfstand betrieben, welcher in Abbildung 4.2 schematisch dargestellt ist.

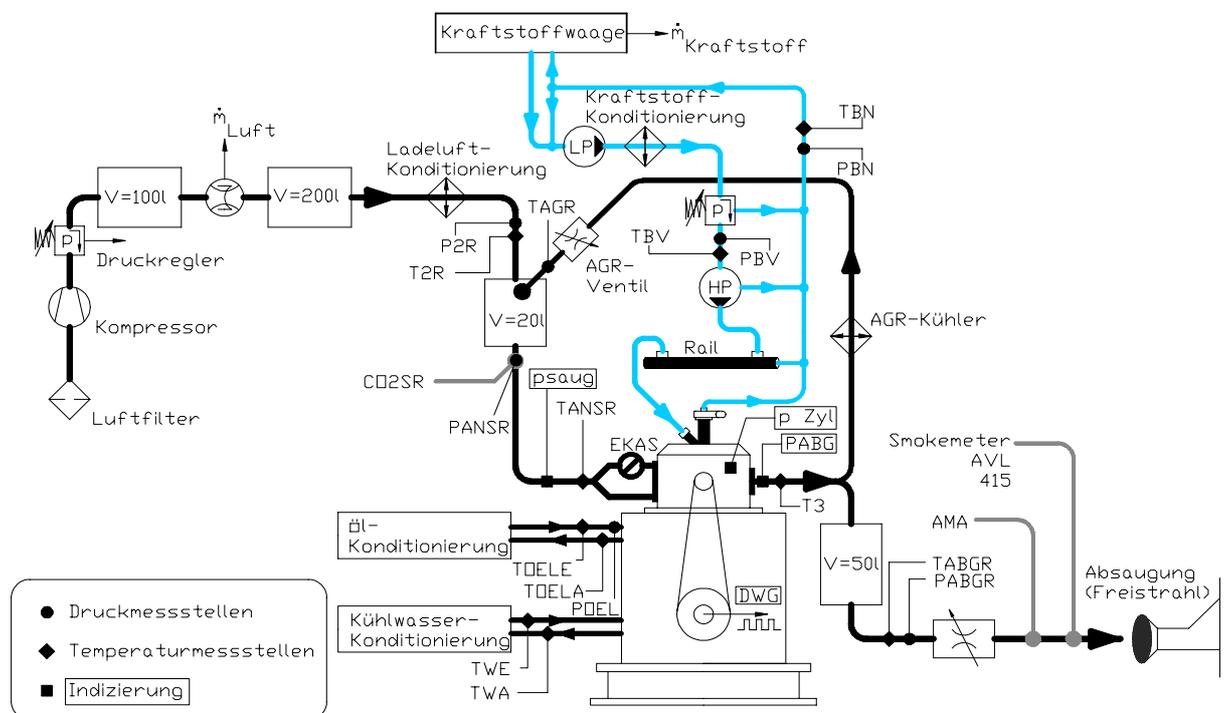


Abbildung 4.2: Schematischer Aufbau des Einzylinder-Prüfstandes

Da der Einzylindermotor über keinerlei Nebenaggregate verfügt, müssen alle Betriebsmedien extern konditioniert und zugeführt werden. Die Eintrittstemperaturen von Kühlwasser und Öl werden konstant auf 80 °C geregelt. Der Schmieröldruck wird drehzahlunabhängig auf 3 bar eingestellt. Dadurch werden konstante Kühlungsverhältnisse für das Brennverfahren sichergestellt. Die Ansaugluft wird von einem Kompressor zugeführt und bei allen Teillastbetriebspunkten, sofern nicht anders angegeben, auf 40 °C konditioniert.

Ein besonderes Augenmerk wird auf die Messung des Kraftstoffverbrauches mit der Kraftstoffwaage gerichtet, da diese Messgröße zur Erstellung einer Energiebilanz und zum Feststellen von Kraftstoffverlusten durch Ölverdünnung von besonderer Bedeutung ist. Eine eigens entwickelte Kraftstoffkonditionierung hält die Temperaturschwankungen im Meßkreis < 0.1 K und verhindert die Messung eines „Scheinverbrauches“. Zusätzlich tragen isolierte Kraftstoffleitungen mit geringer Volumendehnung zu einer konstanten Kraftstoffmasse im Meßkreis bei.

4.2.1 Regelung der Abgasrückführung

Homogene und teilhomogene Dieselmotoren benötigen zur Verlängerung des Zündverzuges und zur Reduzierung der Umsatzrate große Mengen an zurückgeführtem Abgas [67][71]. Besonders bei einer Annäherung des Luftverhältnisses an $\lambda = 1$ haben bereits geringe Änderungen der AGR-Rate eine starke Auswirkung auf das Brennverfahren. Aus diesem Grund wird zur Einstellung der AGR-Rate ein feinfühlig zu betätigendes AGR-Drehventil der Fa. Wahler sowohl für die Einstellung des AGR-Massenstromes als auch des Abgasgegendruckes verwendet. Die Abgasrückführung ergibt sich durch das Spülgefälle zwischen Abgasanlage und Saugrohr. Die Temperatur des zurückgeführten Abgases kann durch Mischen des gekühlten und des ungekühlten Abgases mit einer Bypassklappe des AGR-Kühlers geregelt werden. Für die Untersuchungen wird, falls nicht anders angegeben, eine realistische, mit konventionellen AGR-Systemen darstellbare AGR-Temperatur verwendet, die sich mit dem Massenstrom erhöht. Die AGR-Rate wird durch die Messung der CO₂-Konzentrationen im Abgas und im Saugrohr ermittelt.

4.2.2 Globale-Lichtwellenleiter-Messtechnik (GMT)

Für die emissionsspektroskopischen Untersuchungen wird ein System mit Globaler-Lichtwellenleiter-Messtechnik (GMT) der Fa. Smetec eingesetzt, welches in [118][121] detailliert erläutert ist. Diese Messtechnik erfasst zeitaufgelöst das Eigenleuchten der Verbrennungsstrahlung durch eine in der Glühstiftbohrung montierte optische Sonde. Diese Sonde besteht aus einem mit Metall ummantelten Quarzglasstab, der die Strahlung auf einen Lichtwellenleiter überträgt. Der Quarzglasstab weist eine besonders geringe Dispersion im zu untersuchenden Wellenlängenbereich von 200 bis 900 nm auf. Die detektierte

Strahlung wird über einen Lichtwellenleiter aus vielen $104\ \mu\text{m}$ dicken Quarzglaseinzelfasern weitergeleitet und in drei Arme aufgeteilt den Filtern zugeführt. Die Aufteilung erfolgt über einen statistisch gemischten Lichtleiter-teiler, so dass jeder Arm eine gleiche Anzahl von Einzelfasern aus jedem Flächenelement des Lichtwellenleiters beinhaltet. Dadurch erhält jeder Filter dieselbe Strahlungsleistung pro Flächeneinheit. Die in dieser Arbeit verwendeten Bandpassfilter für die Festkörperwellenlängen (Rußstrahlung) 750 und $900\ \text{nm}$ haben eine Halbwertsbreite von $3\ \text{nm}$. Als Sensoren dienen dabei Photodioden. Die Strahlung des OH-Radikals wird bei $307\ \text{nm}$ durch einen Filter mit $10\ \text{nm}$ Halbwertsbreite und einen Photomultiplier als Sensor detektiert. Die Aufzeichnung der Signale erfolgt mit einem Indiziersystem der Fa. Smetec, mit dem parallel auch der Zylinderdruck und der Ansteuerstrom des Injektors zur thermodynamischen Auswertung erfasst wird.

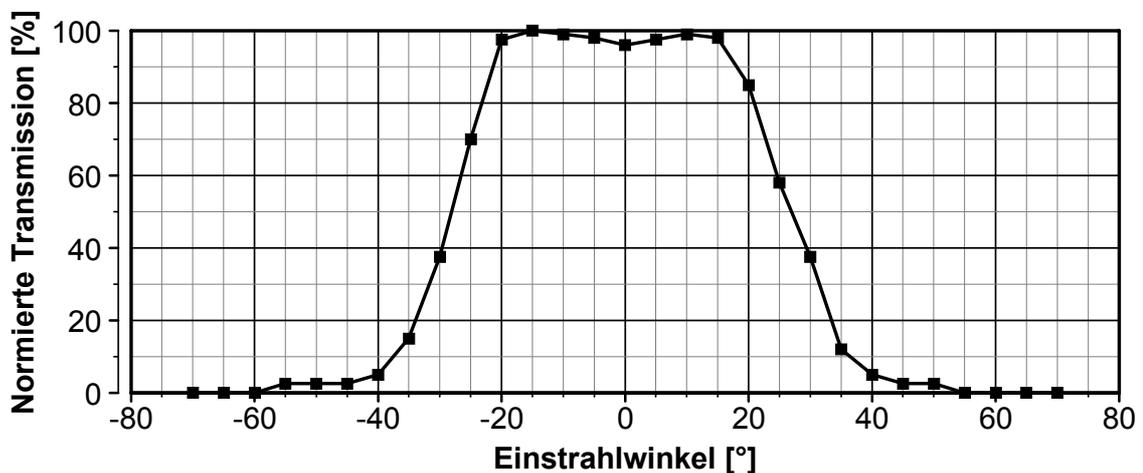


Abbildung 4.3: Transmissionsverhalten der Sonde senkrecht zur Längsachse

In Abbildung 4.3 ist die an einer optischen Bank bestimmte spektrale Transmission der Sonde dargestellt. Es ergibt sich ein nutzbarer Sondenöffnungswinkel von 80° . Die Einbaulage am Motor und der Sichtbereich bei einer Kolbenstellung in OT bzw. 20°KW nach OT sind in Abbildung 4.4 dargestellt.

Mit Hilfe der 2-Farben Absolutmethode, die in [121] detailliert beschrieben ist, kann die Rußtemperatur und die Rußkonzentration aus den Strahlungsintensitäten der zwei Festkörperwellenlängen berechnet werden.

Zur Bestimmung der absoluten Strahlungsintensität wird die gesamte Messkette mit einer Wolframbandlampe als Kalibrierstrahlungsquelle kalibriert. Durch die Sondenanordnung in der Glühstiftbohrung mit tangierendem Einspritzstrahl kommt es zu einer Ablagerung von Verbrennungsprodukten auf der Sondenoberfläche, die zu einer Verminderung der Sondentransmission führt.

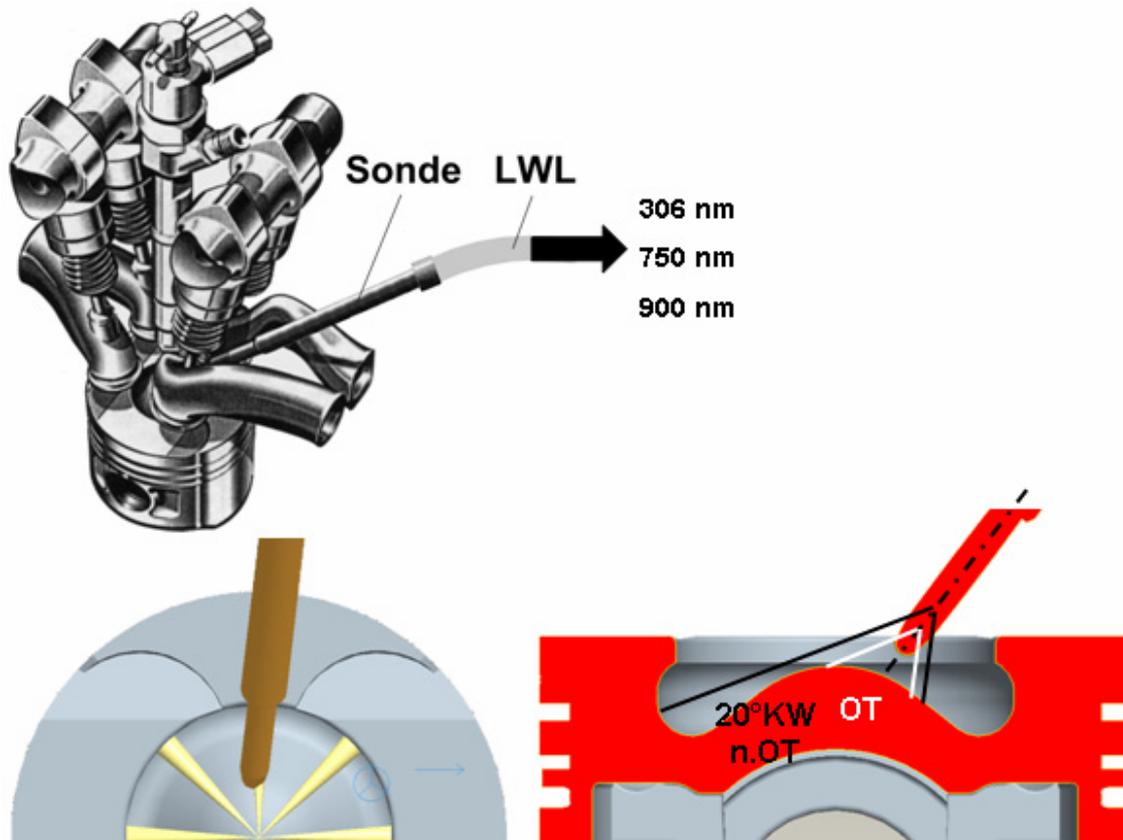


Abbildung 4.4: Einbaulage der optischen Sonde im OM611 Einzylindermotor

Insbesondere Brennverfahren mit Piloteinspritzung zeigen eine deutliche Berußung der Sonde. Aus diesem Grund wird bei den im Folgenden dargestellten Untersuchungen nach erfolgter Messung von 100 Arbeitsspielen sofort die Einspritzung abgestellt, um eine weitere Verrußung zu vermeiden. In diesem Zustand wird die verrußte Sonde zusammen mit der gesamten Messkette kalibriert. Genau betrachtet müsste der Berußungszustand bzw. die Transmission zu jedem der 100 gemessenen Arbeitsspiele bekannt sein. Bei den untersuchten Betriebspunkten stellte sich jedoch sehr schnell ein stationärer Zustand (Schichtaufbaurrate = Schichtabbrandrate) ein. Es kann aus diesem Grunde die Annahme getroffen werden, dass die nach der Messung bestimmte Transmission für alle vorher aufgezeichneten Arbeitsspiele gültig ist.

4.3 Versuchsdurchführung und Betriebspunktdefinition

Die Untersuchungen am Einzylindermotor mit Direkteinspritzung erfolgen an definierten Betriebspunkten, deren Einstellwerte dem Serienkennfeld des Vollmotors entnommen sind. Die Teillastbetriebspunkte fallen dabei in wesentliche Betriebsbereiche des Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ). In Tabelle 4.4 sind die Einstellwerte der Teillastbetriebspunkte dargestellt. Die Kurzbezeichnung des Betriebspunktes (z.B. 2000/2) beinhaltet die Drehzahl und den effektiven Mitteldruck (p_{me}) des Vollmotors. Die Einstellung des Betriebspunktes am Einzylindermotor erfolgt mit konstanter Drehzahl und Einspritzmenge. Die Einstellweise mit konstanter Einspritzmenge hat den Vorteil, dass sich ein Ansteigen des Kraftstoffverbrauches nicht auf die für das Brennverfahren wichtigen Größen wie Strahleindringtiefe, Einspritzdauer und Luftverhältnis bzw. Zusammensetzung des zurückgeführten Abgases auswirkt. Die verwendeten Ladedrücke sind vor allem im unteren Lastbereich sehr moderat und könnten mit einer aktuellen Ladergeneration auch bei homogenisierten Brennverfahren mit geringen Abgasmassenströmen und Abgastemperaturen erzeugt werden.

Betriebspunkt	2000/2	2000/4	2000/6	2000/8
Drehzahl [1/min]	2000			
Einspritzmenge VE [mm ³]	12	18.5	25	32
Ladedruck (abs.) P2R [mbar]	1070	1090	1250	1480
Abgasgegendruck (abs.) PABGR [mbar]	1140	1160	1290	1570
Ansauglufttemperatur T2R [°C]	40			

Tabelle 4.4: *Einstellwerte der Teillast-Betriebspunkte*

Zur Entwicklung und Bewertung der Brennverfahren werden an den aufgeführten Betriebspunkten der Teillast folgende Parameter variiert:

- Einspritzzeitpunkt und –verlauf
- Raildruck
- Abgasrückführrate und -temperatur; Ladedruck
- Düsengeometrie
- Kolbenmuldengeometrie

Die Eignung der verschiedenen Kolbenmulden-Düsen-Kombinationen muss auch für ein konventionelles Dieserverfahren bei hoher Last bzw. an der Volllast gegeben sein. Die wichtigsten Kombinationen werden auch an der Volllast

untersucht, die Einstellwerte dazu sind in Tabelle 4.5 dargestellt. Unter den aufgeführten Randbedingungen bzw. Grenzen wird durch Verstellen des Einspritzbeginns und der Einspritzmenge versucht, den maximal möglichen indizierten Mitteldruck darzustellen. Bei niedrigen Drehzahlen wird zur Reduzierung des Verbrennungsgeräusches eine Piloteinspritzung verwendet.

Drehzahl	1/min	1200	1600	2000	2600	3200	3600	4000	4200
max. Zylinderdruck p_{max}	bar	115	125	145	145	145	145	145	145
Ladedruck P2R	mbar	1485	2070	2110	2200	2090	2010	1950	1940
Abgasgegen- druck PABGR	mbar	1680	2344	2080	2029	2204	2373	2563	2639
Raildruck p_{CR}	bar	860	1015	1150	1323	1400	1524	1550	1600
FSN (max.)	-	2.5	2.3	1.8	1.5	1.5	1.5	1.8	2
Piloteinspr.		X	X	X	X				
Konstante Werte		max. Abgastemp. $T_3 = 750\text{ °C}$; Ansauglufttemperatur $T_{2R} = 40\text{ °C}$							

Tabelle 4.5: Einstellwerte der Volllast nach FSN und p_{max}

4.4 Kraftstoffe

Bei den Untersuchungen wird der Zertifizierungskraftstoff für die zukünftige Euro 5 Abgasnorm (CEC-RF-06-03) als Referenzkraftstoff verwendet. Im Gegensatz zum Tankstellenkraftstoff sind die wichtigsten Kraftstoffeigenschaften sehr engen Grenzen unterworfen. Durch die konstante Kraftstoffqualität können so über einen längeren Versuchszeitraum hinweg stabile Ergebnisse erzielt werden. Das ist insbesondere für alternative Brennverfahren wichtig, die mit einer verbesserten Ladungshomogenisierung durch einen verlängerten Zündverzögerung arbeiten.

Für die Untersuchungen zum Einfluss der Zusammensetzung und der Cetanzahl des Kraftstoffes in Kapitel 6.7 ist jeweils eine Mischung mit einer höheren und niedrigeren Cetanzahl im Vergleich zum Referenzkraftstoff hergestellt worden. Durch eine Beimischung von Tetraisobutan (TIB) zum Referenzkraftstoff kann eine Absenkung der Cetanzahl erreicht werden. Zur Erhöhung der Cetanzahl wird n-Tridekan (nC13) als Zugabe verwendet. Die Zugaben nC13 und TIB haben zudem die gleiche Siedetemperatur, d.h. die Siedeverläufe der Kraftstoffgemische sind identisch, siehe Abbildung 4.5. In Tabelle 4.6 sind die Analysenwerte des Referenzkraftstoffes und der beiden Gemische aufgeführt.

	Referenzkraftstoff	Gemisch CZ = 50.6	Gemisch CZ = 58.6	n-Heptan	nC13	TIB
Referenzkraftstoff [Vol-%]	100	87,2	86,4	0	0	0
Tetraisobutan [Vol-%]	0	12,8	0	0	0	100
n-Tridekan [Vol-%]	0	0	13,6	0	100	0
n-Heptan [Vol-%]	0	0	0	100	0	0
kinemat. Viskosität bei 40°C [mm ² /s]	3,100	3,190	2,910	0,500	1,750	3,274
Dichte bei 15°C [kg/m ³]	834,1	828,7	824,1	683,6	760,0	791,3
Siedepunkt [°C]	-	-	-	98	235	234
Heizwert [MJ/kg]	43,24	43,33	43,34	44,70	43,98	43,96
CZ (BASF) [-]	53,7	50,6	58,6	54,0	91,2	15,4
Summenformel	-	-	-	C ₇ H ₁₆	C ₁₃ H ₂₈	C ₁₆ H ₃₄

Tabelle 4.6: Zusammensetzung und Eigenschaften der Kraftstoffe und Zugaben

Die Werte für n-Heptan als Vergleichskraftstoff für das Zündverhalten sind ebenfalls mit aufgeführt. Die Cetanzahl entspricht dem Referenzkraftstoff, jedoch zeigen sich signifikante Unterschiede der physikalischen Kraftstoffeigenschaften wie Viskosität und Siedeverhalten.

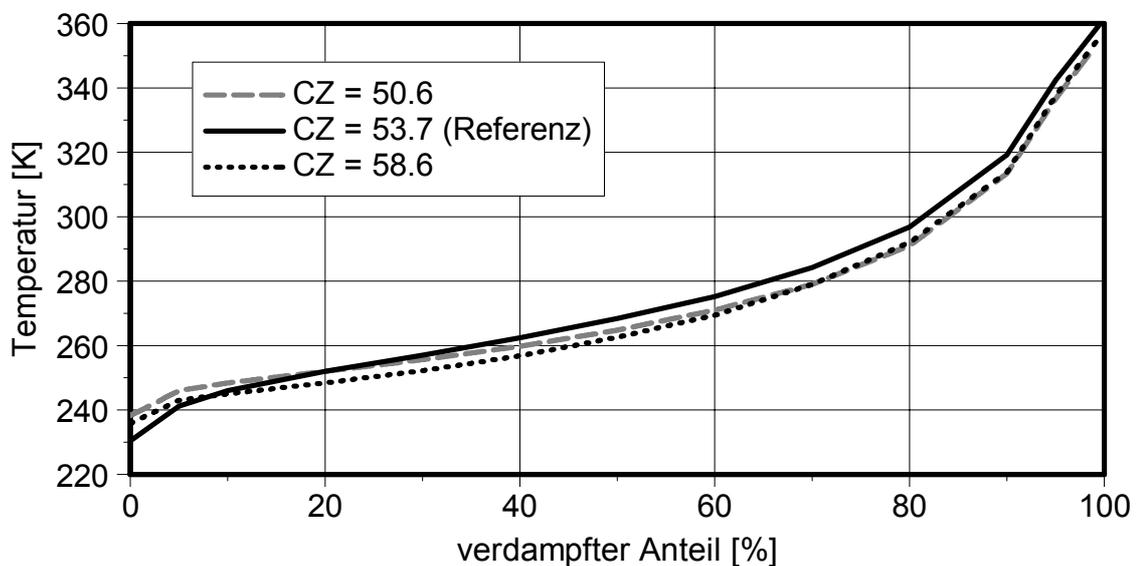


Abbildung 4.5: Siedeverläufe des Referenzkraftstoffes und der Gemische

5 Ergebnisse der Homogenen Kompressionszündung

Im Vorfeld werden Untersuchungen mit ideal homogener Gemischverteilung im Brennraum durchgeführt, um grundlegende Einflüsse auf das motorische Selbstzündungs- und Verbrennungsverhalten zu identifizieren und um eventuelle Limitierungen dieses Verfahrens aufzuzeigen.

Weiterhin von Interesse ist ein Vergleich der motorischen Messungen mit den reaktionskinetischen Rechnungen. Durch den Abgleich der Ergebnisse können wichtige Rückschlüsse auf den Einfluss der realen Brennraumgeometrie, der Ladungsbewegung und der lokalen Selbstzündungs- und Verbrennungsvorgänge bei ideal homogener Verbrennung gewonnen werden. Eine wichtige Rolle hat dabei die Untersuchung der ideal homogenen n-Heptan Verbrennung, da hierfür gut validierte Reaktionsmechanismen vorliegen.

Zur Darstellung eines sehr homogenen Gemisches eignet sich insbesondere die äußere Gemischbildung. Durch die hohe Turbulenz im Ventilspalt und beim Einströmen in den Zylinder vermischen sich Kraftstoff und Luft/Restgas homogen miteinander. Zunächst werden Versuche mit einem zündunwilligen, gasförmigen Kraftstoff (n-Butan) durchgeführt, welcher u. a. den Einsatz eines Zündstrahlverfahrens ermöglicht. N-Butan ist bei Saugrohrtemperatur gasförmig und ermöglicht eine ideal homogene Gemischbildung.

Folgende Aspekte der ideal homogenen Verbrennung werden untersucht:

- Einfluss der motorischen Größen auf die Verbrennung
- Lastgrenzen
- Vergleich Zündstrahlverfahren – HCCI
- Einfluss des Kraftstoffes
- Einfluss des Einlasskanaldralls

5.1 Saugrohreinblasung von n-Butan

Die Untersuchungen mit n-Butan Saugrohreinblasung erfolgen abweichend zu den in Kap. 4.1 genannten Motordaten mit einem Verdichtungsverhältnis von 18.5, wodurch eine sichere Selbstzündung gewährleistet ist. Zur Darstellung eines ideal homogenen Gemisches wird ein gasförmiger Kraftstoff mit einem zweistufigen Zündverhalten wie Dieselkraftstoff gesucht. Bei reinen Kohlenwasserstoffverbindungen kommen n-Alkane sowie Iso-Alkane in Frage. Iso-Alkane weisen bei gleicher Siedetemperatur eine höhere Selbstzündungs-

temperatur als n-Alkane auf, sind somit für die geplanten Untersuchungen nicht geeignet. Bei den n-Alkanen kommen aufgrund der Siedetemperatur nur Spezies mit weniger als fünf C-Atomen in Betracht (siehe Tabelle 5.1).

	n-Propan	n-Butan	n-Pentan	Diesel
Siedetemperatur	-44,5	-0,5	36,0	230-360

Tabelle 5.1: Siedetemperaturen verschiedener n-Alkane und Dieselkraftstoff

Die Selbstzündung von n-Propan ist mit vertretbaren Ansaugdrücken und -temperaturen laut [123] erst bei Verdichtungsverhältnissen von über 26 zu erreichen, n-Butan kann dagegen schon bei $\varepsilon = 16$ gezündet werden [124].

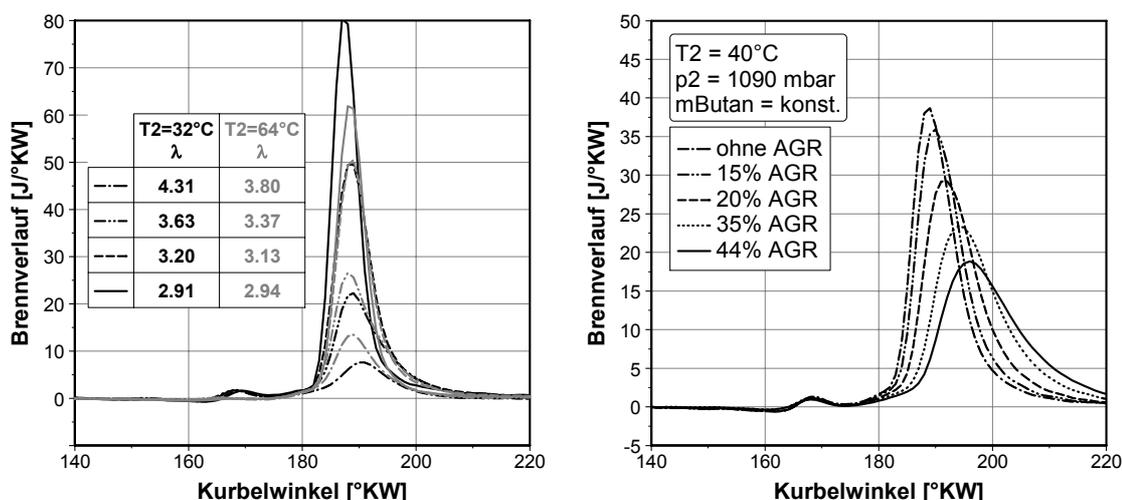


Abbildung 5.1: Brennverläufe bei Variation des Luftverhältnisses (li) und der AGR-Rate (re)

In Abbildung 5.1 (links) ist eine Variation des Luftverhältnisses bei konstantem Ladedruck und zwei verschiedenen Ansauglufttemperaturen dargestellt. Mit sinkendem Luftverhältnis steigt die maximale Umsatzrate an und die Brenndauer verkürzt sich. Bei niedriger Ansauglufttemperatur (schwarz) ist zudem ein zweistufiges Zündverhalten (cool-flame) erkennbar, das im Gegensatz zu Dieselkraftstoffen nicht bei allen motorischen Druck- und Temperaturbereichen auftritt. Problematisch ist das Verhalten, dass mit sinkendem Luftverhältnis die Brenndauer verkürzt wird, wodurch in einer kürzeren Zeit mehr Kraftstoff umgesetzt wird. Dies führt zu hohen Druckgradienten, die bei einer weiteren Laststeigerung akustisch inakzeptabel sind und auch mechanische Schäden am Motor nach sich ziehen können. Eine Lösungsmöglichkeit dafür ist in Abbildung 5.1 (rechts) dargestellt. Mit gekühlter externer Abgasrückführung ist es möglich, die Verbrennungsdauer zu verlängern und damit den Druckgradienten zu verringern. Somit kann bei konstantem Druckgradienten die Motorlast erhöht werden.

In Abbildung 5.2 (o. li.) ist der Einfluss der Motordrehzahl auf den Brennverlauf dargestellt. Die Butanmasse pro Arbeitsspiel ist konstant gehalten.

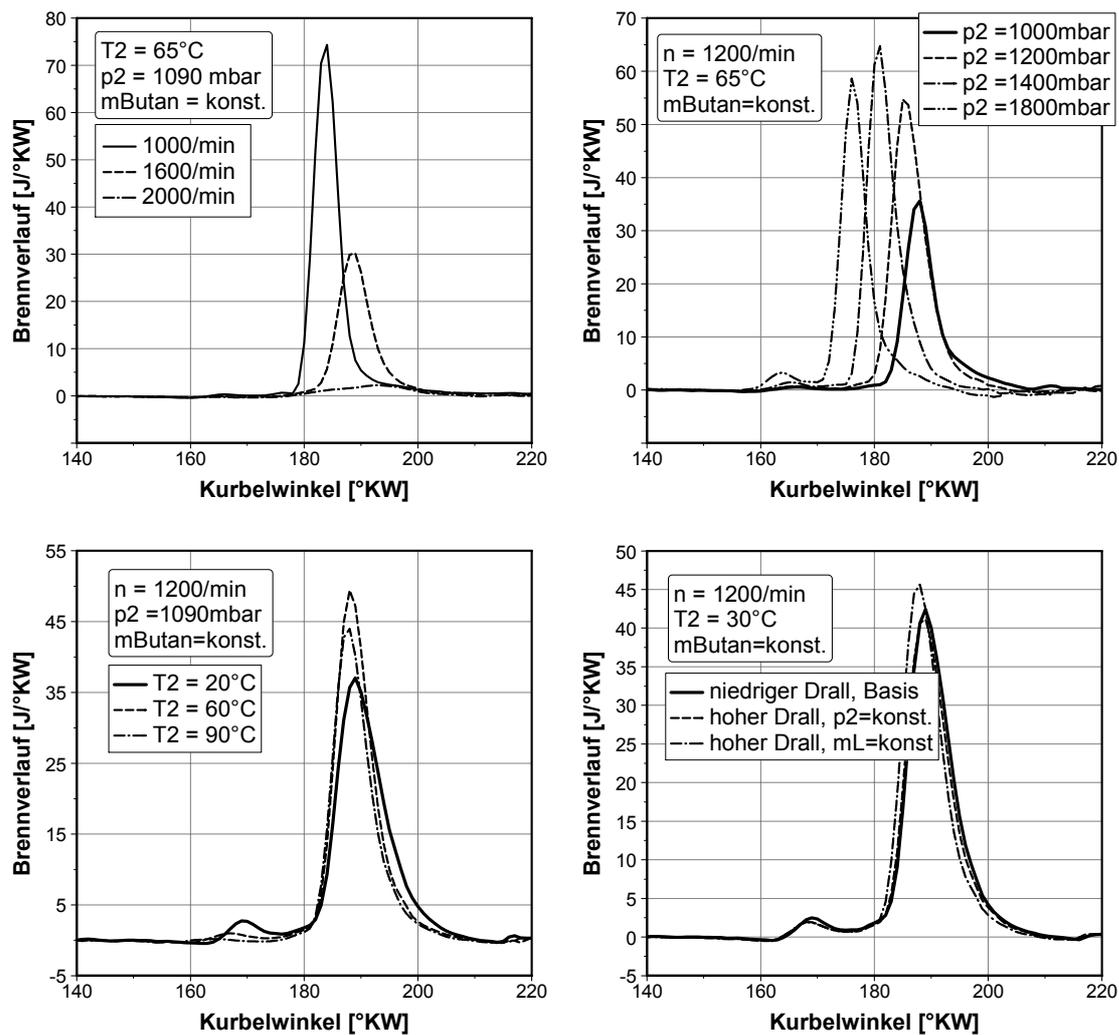


Abbildung 5.2: Einfluss der motorischen Parameter Drehzahl (o. li.), Ladedruck (o. re.), Ansauglufttemperatur (u. li.) und Einlasskanaldrall (u. re.) auf die Selbstzündung und Verbrennung von n-Butan

Die im Brennverlauf sichtbare freigesetzte Wärme nimmt mit der Drehzahl aus folgenden Gründen ab: Eine Erhöhung der Motordrehzahl hat zur Folge, dass das Gemisch eine deutlich kürzere Zeit den hohen Temperaturen während der Kompression ausgesetzt ist. Dadurch können die Reaktionen in den kälteren Gemischbereichen nicht in Gang kommen oder nicht vollständig ablaufen. Als Folge ergibt sich ein hoher Anteil an unverbranntem bzw. teilverbranntem Gemisch. In Abbildung 5.2 o. re. ist der Einfluss des Ladedrucks auf den Brennverlauf dargestellt. Mit steigender Aufladung wird der Brennbeginn nach früh verschoben und es tritt in diesem Druck- und Temperaturbereich eine zweistufige Entflammung (cool-flame) auf. Dadurch steigen die Temperaturen in der Kompression, was zu einem höheren Umsetzungsgrad des Kraftstoffes führt. Die Temperaturvariation der Ansaugluft (Abbildung 5.2, u. li.) zeigt einen deutlichen Einfluss auf die Niedertemperaturreaktionen (cool-flame). Bei einer niedrigen Ansauglufttemperatur ist eine zweistufige Verbrennung zu

beobachten, welche mit steigender Ansauglufttemperatur weniger ausgeprägt erscheint. Die Einflüsse von Druck und Temperatur auf das ein- bzw. zweistufige Zündverhalten korrelieren mit den Ergebnissen von [23], siehe auch Abbildung 2.3.

Eine weitere wichtige Einflussgröße auf ein konventionelles Dieselmotorenverfahren ist der Einlasskanaldrall, der maßgeblich die Ladungsrotation im oberen Totpunkt bestimmt. Nach [125] verursacht eine hohe Ladungsrotation eine geschichtete Temperaturverteilung im Brennraum mit einer maximalen Temperatur im Zentrum, welche zu den Wänden hin aufgrund von Wandwärmeverlusten abnimmt. Dadurch findet eine sequentielle Selbstzündung der unterschiedlich heißen Gemischbereiche statt und die Verbrennungsdauer nimmt zu, bzw. die maximale Umsatzrate nimmt ab. In Abbildung 5.2, u.re. ist der Einfluss einer Drallanhebung auf die homogene Verbrennung mittels Abschaltung des Füllungskanales (EKAS) dargestellt. Durch die Einlasskanalabschaltung verringert sich bei konstantem Ladedruck die angesaugte Luftmasse. Um diesen Effekt auch zu berücksichtigen wird jeweils mit konstantem Ladedruck (p_2) und konstanter Luftmasse (m_L) gemessen. Es zeigt sich kein messbarer Einfluss auf die homogene Verbrennung, lediglich die Variante mit konstanter Luftmasse zündet etwas früher, was aber auf eine leicht höhere Ladungstemperatur bei Einlass schließen zurückzuführen ist.

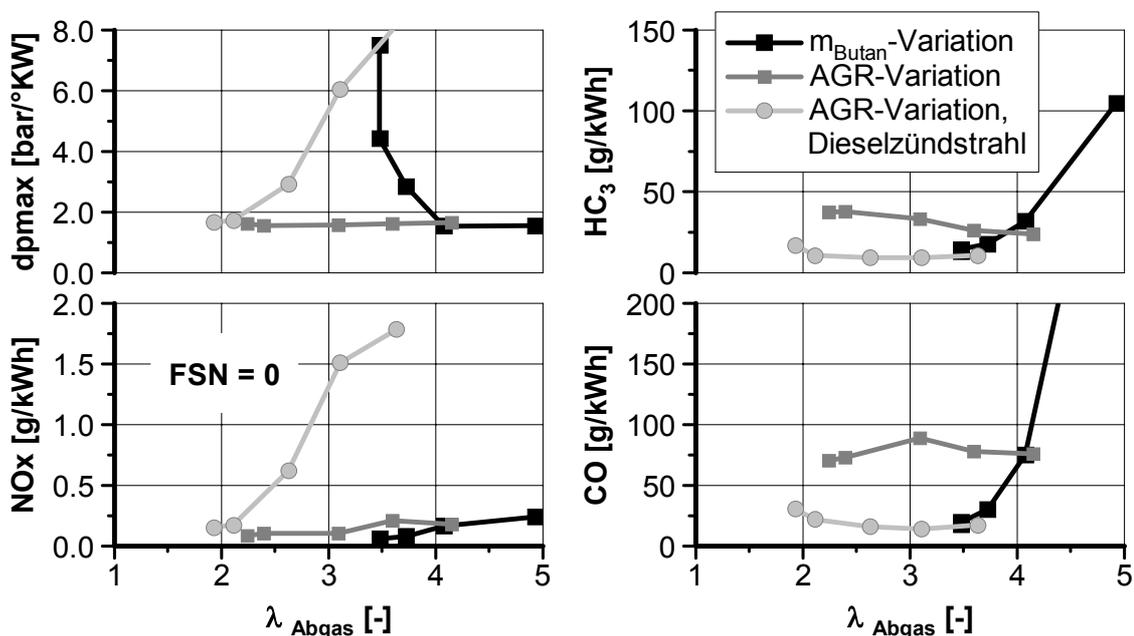


Abbildung 5.3: Vergleich der Abgasemissionen und des Druckanstiegs von Kompressionszündung und Dieselmotorenverfahren in Abhängigkeit des Luftverhältnisses. Drehzahl 1200/min, $T_2 = 32^\circ\text{C}$.

In Abbildung 5.1 ist die Problematik dargestellt, dass sich mit steigender Motorlast eine schnellere Verbrennung mit einem daraus resultierenden hohen Druckgradienten ergibt. Mit Hilfe der Abgasrückführung kann bei einem gleich

bleibenden Druckgradienten die Last gesteigert werden. Den Druckgradienten und die Abgasemissionen dieser zwei Variationen mit Kompressionszündung zeigt Abbildung 5.3, aufgetragen über dem Luftverhältnis. Problematisch ist hierbei, dass ohne AGR bei akzeptablen Druckanstiegen extrem hohe HC- und CO-Emissionen entstehen. Ab einer Grenze von ca. $\lambda \approx 3.8$ nimmt der teilverbrannte Anteil signifikant ab, aber der Druckgradient nimmt stark zu. Stickoxidemissionen sind aufgrund der mageren Kompressionszündung mit niedriger Flammentemperatur nahezu nicht vorhanden. Bemerkenswert ist, dass eine Erhöhung der AGR-Rate ausgehend von einem Betriebspunkt ohne AGR mit $\lambda \approx 4$, nur ein geringfügiges Ansteigen der HC-Emission verursacht, da zwar die Konzentration von HC im Abgas durch die kältere Verbrennung ansteigt, aber der Abgasmassenstrom durch die AGR verringert wird. Der maximale Druckgradient bleibt konstant, da der durch die Verbrennung verursachte Gradient kleiner als der Gradient der Kompression ist.

Ein besonders interessanter Ansatz ist das Zündstrahlverfahren, da der Zündbeginn nicht mehr ausschließlich vom thermodynamischen Ladungszustand abhängig ist, sondern über den Zeitpunkt der Dieseleinspritzung gesteuert werden kann. Zur Zündung wird eine Einspritzung von 1 mg Dieselkraftstoff verwendet. In Abbildung 5.3 ist eine AGR-Variation mit einem solchen Verfahren dargestellt. Bei geringen AGR-Raten ergeben sich hohe NO_x -Emissionen und ein hoher Druckgradient. Ausgehend von den brennenden Dieselstrahlen breitet sich zunächst eine Flammenfront aus, deren hohe lokale Flammentemperaturen für die Stickoxidemissionen verantwortlich sind. In Abbildung 5.4 (links) ist der Brennverlauf eines Zündstrahlverfahrens ohne AGR dargestellt. Die Flammenausbreitung verursacht den ersten Peak im Brennverlauf, aufgrund des mageren Gemisches erlischt die Flamme jedoch schnell. Die Druck- und Temperaturerhöhung durch die Verbrennung mit Flammenfront rufen eine Selbstzündung im verbleibenden Frischgemisch hervor, das mit hoher Umsatzrate in einer Volumenreaktion verbrennt. Dieser Vorgang ist ähnlich dem ottomotorischen Klopfen, es kommt aufgrund des sehr mageren Gemisches mit geringer Reaktionsgeschwindigkeit aber nicht zu einer Detonation (Zündung durch Druckwellenausbreitung).

Die AGR-Verträglichkeit dieses Zündstrahlverfahrens ist sehr hoch. Aus diesem Grunde kann die NO_x -Emission auf nahezu identische Werte wie bei einem Verfahren mit Kompressionszündung abgesenkt werden (vgl. Abbildung 5.3). Bei hohen AGR-Raten ist der Zündverzug zwischen Dieseleinspritzung und Brennbeginn groß (siehe Abbildung 5.4, rechts), da die Reaktionen, die zur Einleitung der Butanzündung führen, ebenfalls aufgrund der hohen AGR-Rate langsamer ablaufen. Die nachfolgende Volumenreaktion läuft wegen des hohen Restgasgehaltes ebenfalls mit deutlich geringerer Umsatzrate ab. Zusammenfassend betrachtet bietet das Dieselezündstrahlverfahren eine gute

Kontrollmöglichkeit des Brennbeginns und niedrige HC- und CO-Emissionen. Akzeptable Druckgradienten und niedrige Stickoxidemissionen werden erst mit hohen AGR-Raten erreicht, deren instationäre Regelung problematisch ist.

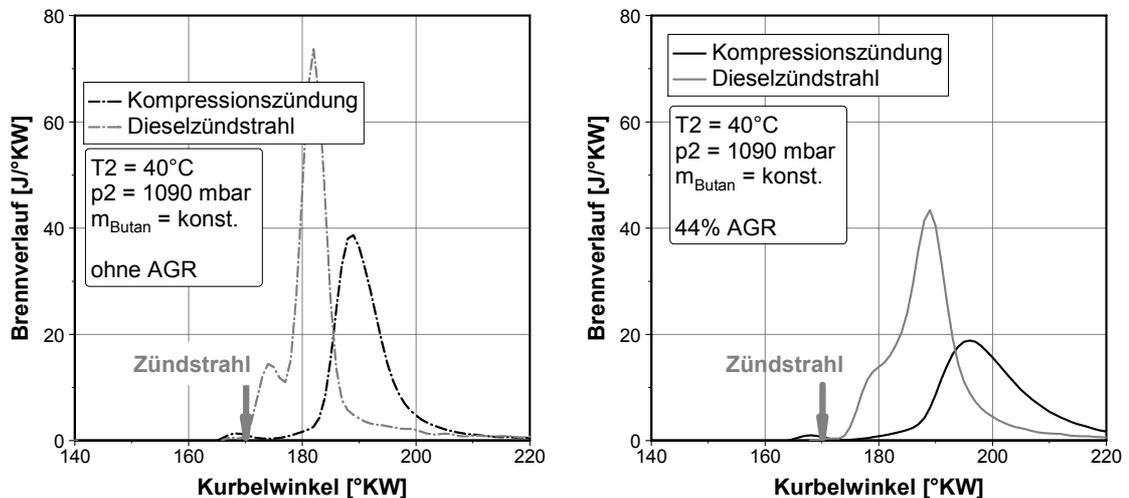


Abbildung 5.4: Brennvorgänge der Verfahren mit Zündstrahl und Kompressionszündung. Ohne AGR (links), mit AGR (rechts).

5.2 Saugrohreinspritzung von Diesel mittels Atomizer

Problematisch gestaltet sich die Saugrohreinspritzung von Dieselkraftstoff mit konventionellen Einspritzventilen [122]. Aufgrund des hohen Siedebereichs von ca. 230 – 360 °C werden die zur Verdampfung erforderlichen Temperaturen im Saugrohr nie erreicht. Zusätzlich führt die hohe Viskosität des Kraftstoffes bei der Einspritzung mit konventioneller Technik zu großen Tropfen und Ligamenten, die sich im Saugrohr und im Zylinder anlagern. Ein Teil dieser Menge wird über die Kolbenringe ins Schmieröl eingetragen, der andere Teil dampft während und nach der Verbrennung ab und bildet fette Zonen mit entsprechend hoher Rußemission.

Zur Vermeidung der o. g. Nachteile wird für die Untersuchungen mit ideal homogener Dieselverbrennung ein spezielles Einspritzsystem „Atomizer“ verwendet [126][127]. Die Kraftstoffzerstäubung dieses Systems ist so ausgezeichnet, dass sich mittlere Sauterdurchmesser von unter 4 μm ergeben. Aufgrund des geringen Impulses gelangen die winzigen Tröpfchen während des Einspritzvorgangs nicht auf Saugrohrwände bzw. die Einlassventiloberfläche. Durch die geringe Masse und das große Oberflächen/ Volumenverhältnis zeigt die Tröpfchenwolke ein gasartiges Verhalten (siehe Abbildung 5.5) und folgt der Strömung im Einlasskanal ohne die Wände zu benetzen.



Abbildung 5.5: Zerstäubungsqualität des Atomizers mit Dieselkraftstoff unter Umgebungsbedingungen

Die am Einzylindermotor mit dem Einspritzsystem Atomizer erzielten Ergebnisse zeigen in allen untersuchten Last- und Drehzahlbereichen eine vollständig ruß- und stickoxidfreie Verbrennung. Mit diesem Ergebnis ist die richtige Funktionsweise des Atomizers zur Bildung eines ideal homogenen Gemisches bestätigt.

Ein wesentliches Ziel der Untersuchungen mit Dieselkraftstoff ist die Ermittlung der Lastgrenzen bei einem ideal homogenen Gemisch. In Abbildung 5.6 sind die Untersuchungen zur Bestimmung der oberen und unteren Lastgrenze bei den Drehzahlen 1200 und 2000/min dargestellt. Die Lastgrenzen sind folgendermaßen definiert: Die untere Lastgrenze ist als 1% CO-Emission festgelegt, bei weiterer Absenkung der Last steigt die CO-Emission stark an, bis hin zu Aussetzern.

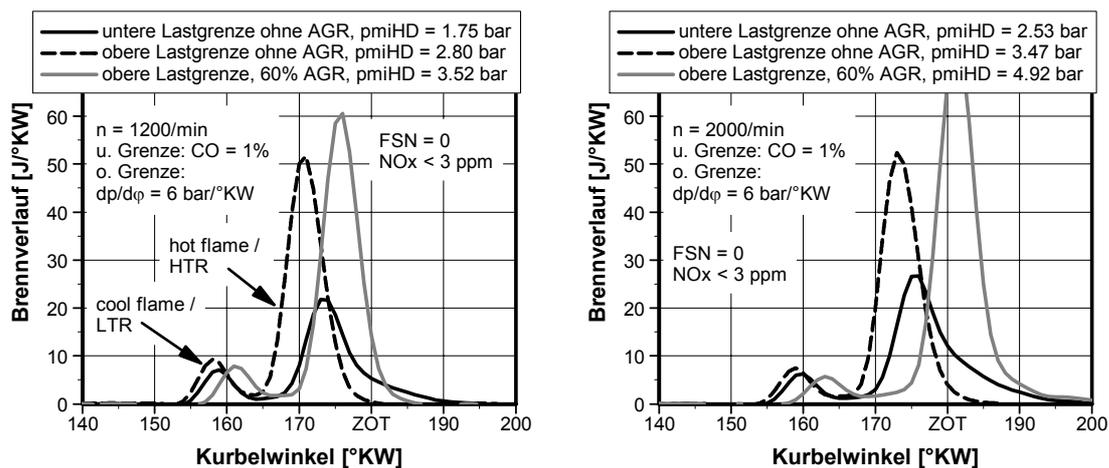


Abbildung 5.6: Brennvorgänge bei der Untersuchung der Lastgrenzen mit ideal homogenem Gemisch und Dieselkraftstoff. Links: 1200/min, rechts: 2000/min. Einspritzsystem: Atomizer im Saugrohr

Die obere Lastgrenze ist aus akustischen Gründen auf den maximalen Druckanstieg von 6 bar/°KW festgelegt. Bei einer weiteren Lasterhöhung kann

es auch zu mechanischen Schäden aufgrund der hohen Druckerhöhungen kommen. Aktuelle Serienbrennverfahren liegen im Bereich von 2 – 4 bar/°KW Druckerhöhung. Die Abgasrückführung (AGR) stellt ein sehr gutes Mittel dar, den Druckerhöhung durch eine Reduzierung der Reaktionsgeschwindigkeit (O_2 - und κ -Effekt) zu verringern, bzw. bei gegebenem maximalen Druckerhöhung den Mitteldruck zu steigern. Mit steigender Drehzahl können die maximal erreichbaren Mitteldrücke gesteigert werden, allerdings steigt auch die untere Lastgrenze an. Der Brennverlauf zeigt bei allen untersuchten Betriebspunkten den typischen Verlauf mit Nieder- und Hochtemperaturreaktion (im englischsprachigen Raum auch als cool bzw. hot flame oder LTR/HTR bezeichnet). Der Beginn der LTR liegt drehzahlunabhängig immer bei ca. 155 °KW (ohne AGR) und 158 °KW (mit AGR), da bei beiden Drehzahlen in etwa gleiche Gastemperaturen vorliegen. Bei den Messungen mit AGR ist ein deutlich späteres Auftreten des Beginns der LTR zu verzeichnen. Den Haupteinfluss auf den Start der Niedertemperaturreaktionen haben daher die Gastemperatur und die Ladungszusammensetzung.

5.3 Einfluss der Kraftstoffeigenschaften

Die Problematik bei der Untersuchung des Einflusses der Kraftstoffeigenschaften ist, die Effekte der unvermeidbar veränderten physikalischen Kraftstoffeigenschaften (Viskosität, Dichte, etc.) und der veränderten chemischen Kraftstoffeigenschaften (Kraftstoffkomponenten) voneinander zu trennen. In der vorliegenden Arbeit ist diese Problematik durch eine getrennte Untersuchung der chemischen Kraftstoffeigenschaften mit ideal homogener Verbrennung (dieses Kapitel) und der physikalischen + chemischen Eigenschaften mit der teilhomogenen Verbrennung (Kapitel 6.7) gelöst worden.

Es werden im Folgenden drei Dieseldieselkraftstoffe mit unterschiedlichen Cetanzahlen untersucht. Die Cetanzahl des Referenzdieselkraftstoffes wird, wie in Kap. 4.4 beschrieben, durch Zugabe von TIB bzw. nC13 zum Referenzdieselkraftstoff abgesenkt bzw. angehoben. Um Messdaten zur Validierung der reaktionskinetischen Modelle (siehe Kap. 3.3.4) bereitzustellen, wird zusätzlich n-Heptan untersucht. n-Heptan dient als Vergleichskraftstoff in Bezug auf das Zündverhalten des aus vielen Komponenten bestehenden und daher schwer simulierbaren Dieseldieselkraftstoffes. Außerdem sind für n-Heptan gut validierte, detaillierte als auch reduzierte Reaktionsmechanismen vorhanden. Eine Untersuchung des n-Heptans mit einem teilhomogenen Brennverfahren und Direkteinspritzung ist nicht möglich, da aufgrund der schlechten Schmier-eigenschaften die Hochdruckpumpe sehr schnell beschädigt wird. Die wichtigsten Eigenschaften bzw. Kennwerte der untersuchten Kraftstoffe sind in Kap. 4.4 aufgeführt.

Die Vorgehensweise der Untersuchung ist analog zu Kap. 5.2. Es werden jeweils bei drei unterschiedlichen Drehzahlen die untere und die obere Lastgrenze herausgefahren. Die Auswertung beschränkt sich aber in diesem Kapitel ausschließlich auf den Kraftstoffeinfluss bei einer ausgewählten Drehzahl (1200/min). Falls nicht explizit erwähnt, ist bei den übrigen Drehzahlen ein vergleichbares Verhalten vorhanden.

Das Brennverhalten der vier Kraftstoffe an der oberen Lastgrenze ist in Abbildung 5.7 dargestellt. Alle untersuchten Kraftstoffe (außer n-Butan) zeigen ein ausgeprägtes NTC (Negative Temperature Coefficient) Verhalten. Das Auftreten der cool-flame erfolgt bei dem Referenzdiesel und den Gemischen in der Reihenfolge der Cetanzahl. Für den Kraftstoff n-Heptan gilt diese Eingruppierung anhand der Cetanzahl nicht, er zeigt eine deutlich frühere erste Wärmefreisetzung als der Dieselkraftstoff mit CZ 58.6, obwohl n-Heptan im BASF-Motor nur mit CZ 54 gemessen wird. Die Cetanzahl ist also lediglich eine Kennzahl zum Vergleich ähnlicher Kraftstoffmischungen, bei völlig unterschiedlicher Zusammensetzung können demnach keine eindeutigen Aussagen zum Zündverhalten getroffen werden.

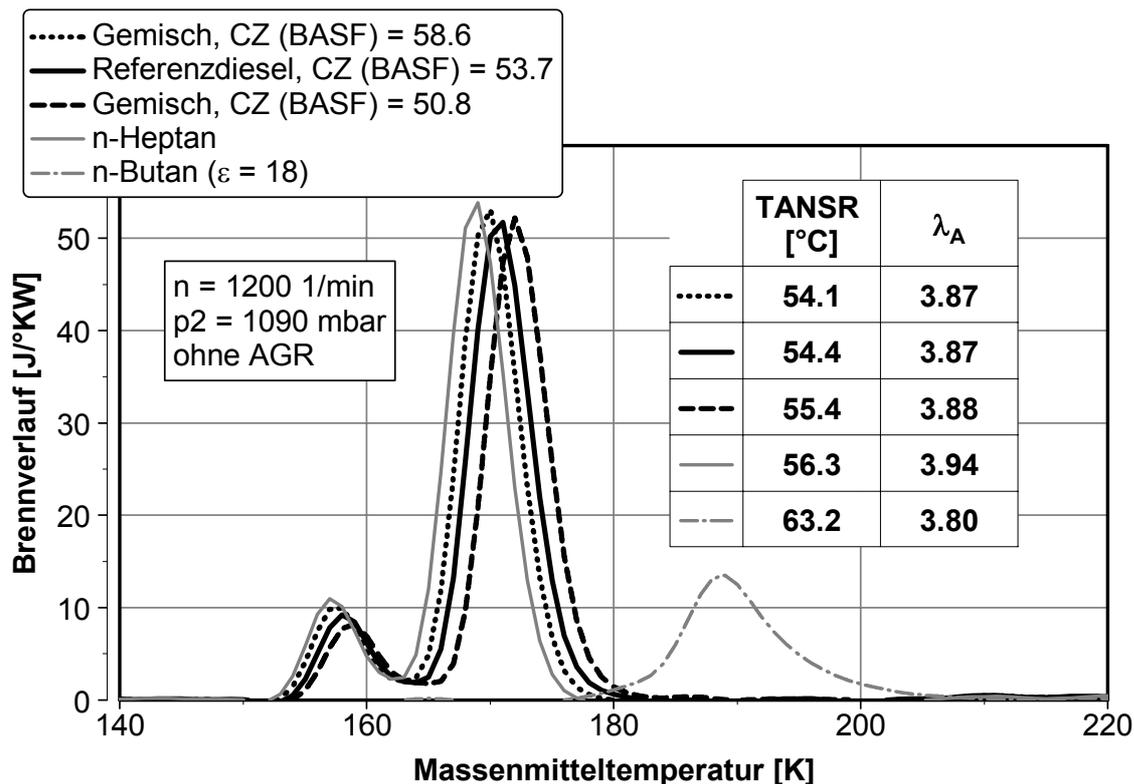


Abbildung 5.7: Brennverläufe verschiedener Kraftstoffe bei ideal homogener Verbrennung an der oberen Lastgrenze ($dp_{max} = 6 \text{ bar}/^\circ\text{KW}$) ohne AGR. Einspritzsystem: Atomizer im Saugrohr

Der Vergleich mit der n-Butan Messung bestätigt, dass hin zu n-Alkanen mit geringerer C-Atomanzahl der Zündverzug stark ansteigt. Nach [123] können

Propan und Methan mit vertretbaren Ansauglufttemperaturen und Verdichtungsverhältnissen nicht gezündet werden. Das zweistufige Verbrennungsverhalten nimmt ebenfalls mit sinkender Anzahl an C-Atomen im Molekül ab und ist bei n-Butan nur noch in gewissen Druck- und Temperaturbereichen vorhanden.

Diese Messung verdeutlicht, dass die komplexen reaktionskinetischen Vorgänge nur schwer durch eine einzige Kennzahl, in der zudem noch physikalische Phänomene beinhaltet sind, beschrieben werden können. Bei der Beurteilung des Zündverhaltens der hot flame, d.h. der zweiten Wärme-freisetzung, muss auch die Wärmefreisetzung der ersten Stufe berücksichtigt werden. Die Temperaturerhöhung durch die erste Wärmefreisetzung und auch die Art der Vorreaktionen beeinflussen die zweite Zündung.

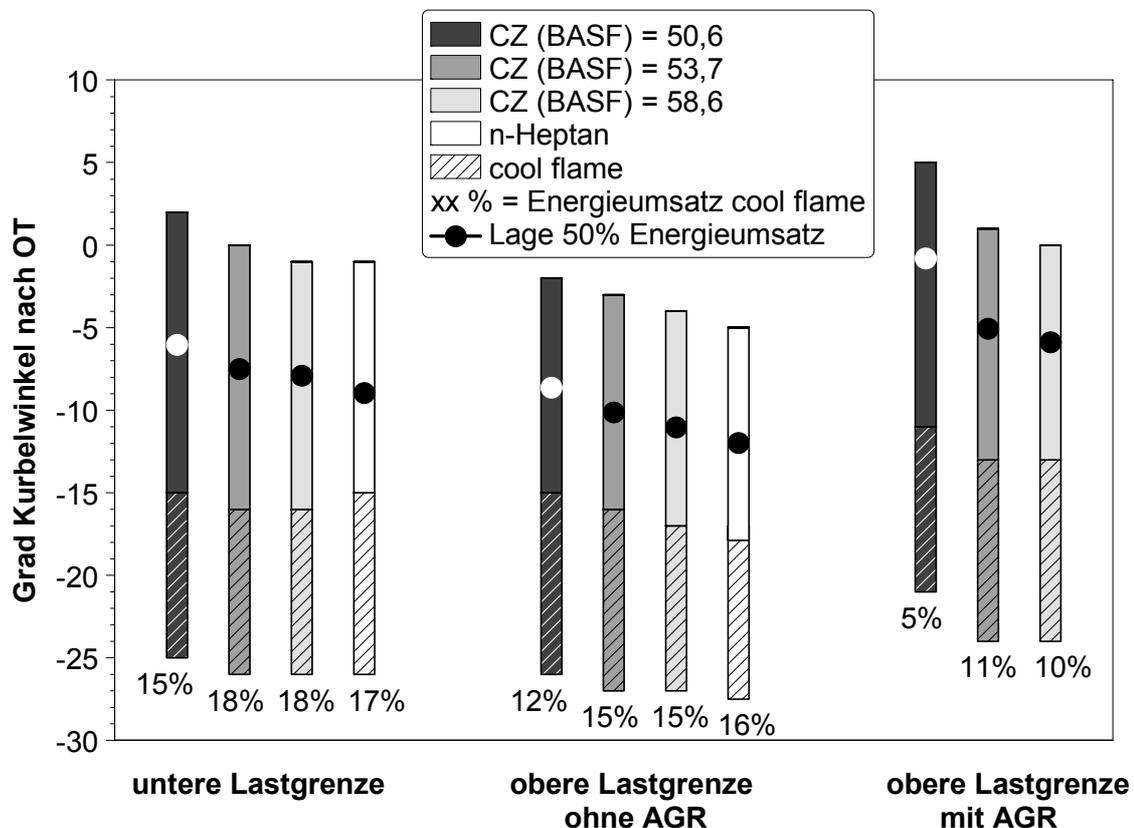


Abbildung 5.8: Brenndauer und Energieumsatz verschiedener Kraftstoffe bei ideal homogener Verbrennung an der oberen Lastgrenze ($dp_{max} = 6 \text{ bar/}^\circ\text{KW}$) ohne AGR. Einspritzsystem: Atomizer im Saugrohr

In Abbildung 5.8 ist das Brennverhalten der verschiedenen Kraftstoffe in Abhängigkeit des Energieumsatzes der cool-flame dargestellt. Es ist gut ersichtlich, dass die Wärmefreisetzung in der cool-flame einen signifikanten Einfluss auf die danach ablaufende Verbrennung hat. Die Messungen der verschiedenen Kraftstoffe an einem Betriebspunkt weisen in etwa gleiche Kraftstoffmengen auf. Deshalb kann die Aussage getroffen werden, dass ein

höherer Energieumsatz der cool-flame zu einer insgesamt deutlich früher liegenden Hauptverbrennung (hot-flame) führt. Die Abgasrückführung bewirkt einen kleineren Energieumsatz der cool-flame und damit eine deutlich spätere Verbrennung. Eine Trennung der Phänomene Temperaturerhöhung und Radikalbildung, die zu einer früher liegenden Verbrennung durch einen höheren cool-flame Wärmeumsatz führen, ist anhand der durchgeführten integralen Messungen nicht möglich. Während und nach der cool-flame Phase ist sicherlich eine deutliche Inhomogenität der Temperatur- und Speziesverteilung im Brennraum vorhanden, die Einfluss auf die nachfolgenden Reaktionen nimmt. Eine genaue Klärung könnte nur an einem optisch zugänglichen Motor erfolgen.

5.4 Simulationsergebnisse mit n-Heptan

Abbildung 5.9 zeigt eine Variation des Luftverhältnisses bzw. der Motorlast. Die Variation wird mit dem in Kapitel 3.4.3 vorgestellten homogenen Reaktormodell, unter Vorgabe der motorischen Randbedingungen, nachberechnet (schwarze Kurven). Die qualitativen Verläufe werden von der Simulation sehr gut wiedergegeben. Die Zündung von cool- und hot-flame erfolgt mit steigender Last früher und die maximalen Umsatzraten steigen an.

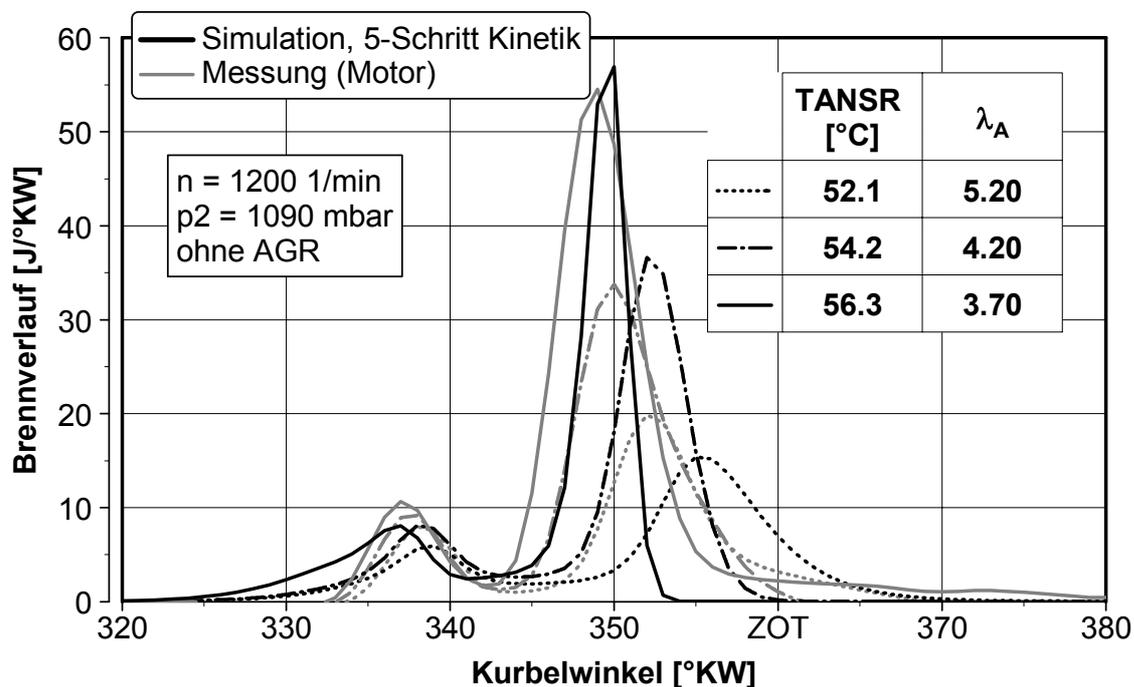


Abbildung 5.9: Vergleich motorische Messung – Simulation (5-Schritt-Kinetik) einer Lastvariation bei 1200/min ohne AGR, Kraftstoff n-Heptan, Einspritzsystem Atomizer.

Ein leichter Einfluss ist sicherlich auch die mit der Last leicht ansteigende Ansaugtemperatur (TANSR), die ebenfalls eine frühere Zündung und höhere

Umsatzraten bewirkt. Die wichtige Erkenntnis ist jedoch, dass die Brenndauern und die maximalen Umsatzraten mit Hilfe der Simulation unter der Annahme der idealen Homogenität richtig wiedergegeben werden. Das bestätigt die Vermutung, dass die ideal homogene Verbrennung fast ausschließlich reaktionskinetisch kontrolliert ist. Die Brenndauern sind im Experiment etwas länger, da die Verbrennung von „hot spots“ ausgehend, siehe Kapitel 2.2.2, eine inhomogene Temperaturverteilung verursacht, welche zu einer gewissen „Spreizung“ der Reaktionsgeschwindigkeit der einzelnen Gemischbereiche führt. Durch die Annahme eines Mehrzonenmodells mit einer statistischen Temperaturverteilung kann die Brenndauer gut wiedergegeben werden [45].

5.5 Zusammenfassende Betrachtung

Die Untersuchung der Kompressionzündung mit einem ideal homogenen Gemisch ergibt im Wesentlichen folgende Ergebnisse:

- Die homogen magere Verbrennung hat keine meßbaren Ruß- und Stickoxidemissionen (Zündstrahlverfahren ausgenommen).
- Die niedrigen lokalen Verbrennungstemperaturen führen zu hohen HC- und CO-Emissionen.
- Die Brenngeschwindigkeit kann durch äußere AGR gut reduziert werden.
- Es ergibt sich eine drehzahlabhängige obere Lastgrenze von ca. $\text{pmiHD} = 3.5 - 4.9$ bar mit hoher AGR-Rate und einer Begrenzung auf einen Druckgradienten von $6 \text{ bar/}^\circ\text{KW}$. Die untere Lastgrenze liegt bei $\text{pmiHD} = 1.5 - 2.5$ bar, bei einer Grenze von 1% CO-Emission.
- Der Energieumsatz der cool-flame steuert den Zündbeginn der Hauptverbrennung (hot-flame).
- Hohe Ladedrücke und Ansauglufttemperaturen führen zu einer zu frühen Zündung und zu einer schnellen Verbrennung
- Der Einlasskanaldrall hat keinen meßbaren Einfluss auf die Verbrennung.
- Dieselmotoren mit unterschiedlichen Cetanzahlen haben einen deutlichen Effekt auf den Brennbeginn und die Lage der Hauptverbrennung. n-Heptan zeigt ein deutlich anderes Brennverhalten als ein Dieselmotor mit gleicher Cetanzahl.

- Das Zündstrahlverfahren (zündunwilliges n-Butan gezündet mit einer kleinen Menge zündwilligem Dieselkraftstoff), bietet in Verbindung mit hoher AGR-Rate, niedrige HC- und CO-Emissionen bei nahezu ruß- und stickoxidfreier Verbrennung. Ohne AGR ergeben sich jedoch hohe Druckgradienten.

Im Gegensatz zum konventionellen Dieselmotorenverfahren besteht bei den Verfahren mit Saugrohreinspritzung keine direkte Möglichkeit, die Verbrennung über den Einspritzzeitpunkt zu steuern. Der Beginn und der Ablauf der Verbrennung sind ausschließlich von den Größen Druck, Temperatur, Ladungszusammensetzung und Kraftstoffeigenschaften bestimmt.

6 Ergebnisse der (teil-)homogenen Dieselerbrennung

Im Folgenden werden verschiedene Ansätze untersucht, eine ruß- und stickoxidarme Verbrennung mit einer Direkteinspritzung zu realisieren. Der Begriff „(teil-) homogen“ wird in Verbindung mit der Direkteinspritzung gebraucht, da sich vor allem abhängig vom Einspritzzeitpunkt eine mehr oder weniger gleichmäßige, „homogene“ Gemischverteilung ergibt.

Die Direkteinspritzung hat theoretisch folgende Vorteile gegenüber der in Kapitel 5 untersuchten Saugrohreinspritzung:

- Steuerung der Selbstzündung und Verbrennung durch Beeinflussung der lokalen Größen im Brennraum (λ , T).
- Kontrollierte Ladungsschichtung, d. h. Vermeidung von Gemisch in kalten Spalträumen, die HC- und CO-Emissionen verursachen.

In diesem Kapitel werden systematisch die wesentlichen Einflussgrößen untersucht um ein optimales Brennverfahren mit der dazugehörigen Hardware zu identifizieren. Dazu werden folgende Faktoren untersucht:

- Einspritzzeitpunkt, -verlauf, -druck
- Geometrie der Kolbenmulde und Düse
- Kraftstoff- und Luftpfad

Es wird eine Einteilung der Untersuchungen in untere bzw. obere Teillast vorgenommen: Aufgrund der mit der Last stark ansteigenden Druckgradienten bei Verfahren mit frühen Einspritzzeitpunkten können diese nur im unteren Teillastbereich eingesetzt werden. Bei oberer Teillast sind aufgrund der geringeren Druckgradienten nur teilhomogene Brennverfahren mit OT-nahem Einspritzzeitpunkt möglich.

6.1 Einfluss des Einspritzbeginns

Der Zeitpunkt der Einspritzung des Kraftstoffes in den Brennraum stellt analog zur konventionellen Dieselerbrennung die wichtigste Einflussgröße auf Gemischbildung und Verbrennung dar.

Der Einspritzbeginn bestimmt folgende Größen:

- Gastemperatur und -druck während der Einspritzung
- Zündverzug

- Flüssige und dampfförmige Strahleindringtiefe
- Zerstäubungsbedingungen (Gasdichte)
- Geometrische Strahllage im Brennraum
- Ladungsbewegung während der Einspritzung (Squish, Drall)

Insbesondere bei Pkw-Dieselmotoren mit den kleinen Bohrungsdurchmessern spielt die Strahl-/Wandinteraktion eine große Rolle. So bestimmt der Einspritzzeitpunkt den Strahlauffreffpunkt an der Kolbenmulde und damit das Strömungsfeld sowie die Gemischverteilung im Brennraum. Eine geschickte Ausnutzung der Strahl-/Wandinteraktion bietet auch für (teil-)homogene Brennverfahren die Möglichkeit, eine schnelle Homogenisierung während der Zündverzugszeit und eine gute Luftausnutzung zu erreichen.

Alle Untersuchungen zum Einfluss des Einspritzbeginns basieren auf der Düsen-/Muldenkonfiguration für einen Spritzkegelwinkel von 80° , da diese Konfiguration bei Einspritzzeitpunkten über einen weiten Kurbelwinkelbereich stabile Ergebnisse zeigt. Die Einspritzung erfolgt als Blockeinspritzung (der Kraftstoff wird in einer einzigen Einspritzung eingebracht).

6.1.1 Untere Teillast

Bei den niedrigen Lastpunkten 2000/2 und 2000/4 kann der Einspritzzeitpunkt in weiten Bereichen variiert werden, ohne mechanische Grenzen des Motors zu überschreiten. Selbst bei einer sehr frühen Einspritzung und demzufolge guter Homogenität des Gemisches sind die durch die Verbrennung entstehenden Druckgradienten noch relativ gering. In Abbildung 6.1 ist eine Variation des Ansteuerbeginns des Injektors (ABHE) dargestellt. Der Ansteuerbeginn hat bei dieser Drehzahl einen konstanten Versatz von 4.2°KW zum realen Einspritzbeginn. Bei früher Einspritzung tritt aufgrund der hohen AGR-Rate praktisch keine Stickoxidemission auf. Bei später Einspritzung muss die AGR-Rate deutlich reduziert werden, um Verbrennungsaussetzer und einen hohen Kraftstoffverbrauch durch eine extrem späte Verbrennungslage zu verhindern. Dadurch ergibt sich ein Anstieg der Stickoxidemissionen bei später Einspritzung. Die Schwarzrauchemission kann durch eine Erhöhung des Einspritzdruckes von 500 bar auf 1200 bar im Bereich von 40°KW vor OT bis OT vollständig verhindert werden. Als Ursache hierfür können eine ganze Reihe von Faktoren angeführt werden:

- Verkürzung der Einspritzdauer → längere Mischungszeit bei konstantem Brennbeginn.
- Höhere Relativgeschwindigkeit → verbesserter sekundärer Strahlzerfall, stärkere Lufteinsaugung.

- Verbesserte Luffterfassung durch höhere Strahleindringtiefe der Dampfphase

Diese Faktoren führen zu einer Anhebung des lokalen Luftverhältnisses vor Brennbeginn und zu einer verringerten Rußbildung. Ein gesteigerter Turbulenzeintrag durch die Einspritzung mit höheren Drücken wird in [55] als weitere Ursache für eine verbesserte Rußnachoxidation angeführt. Bemerkenswert ist der Anstieg des Schwarzauches - sowohl bei hohem als auch bei niedrigem Raildruck - mit früher Einspritzung. Als Ursache hierfür wird auch von [128] die hohe flüssige Strahleindringtiefe bei früher Einspritzung, die zu einer Wandanlagerung von flüssigem Kraftstoff führt, genannt. Dieser flüssige Kraftstoff dampft während der Verbrennung ab und bildet wandnahe fette Zonen, die unter Rußbildung verbrennen.

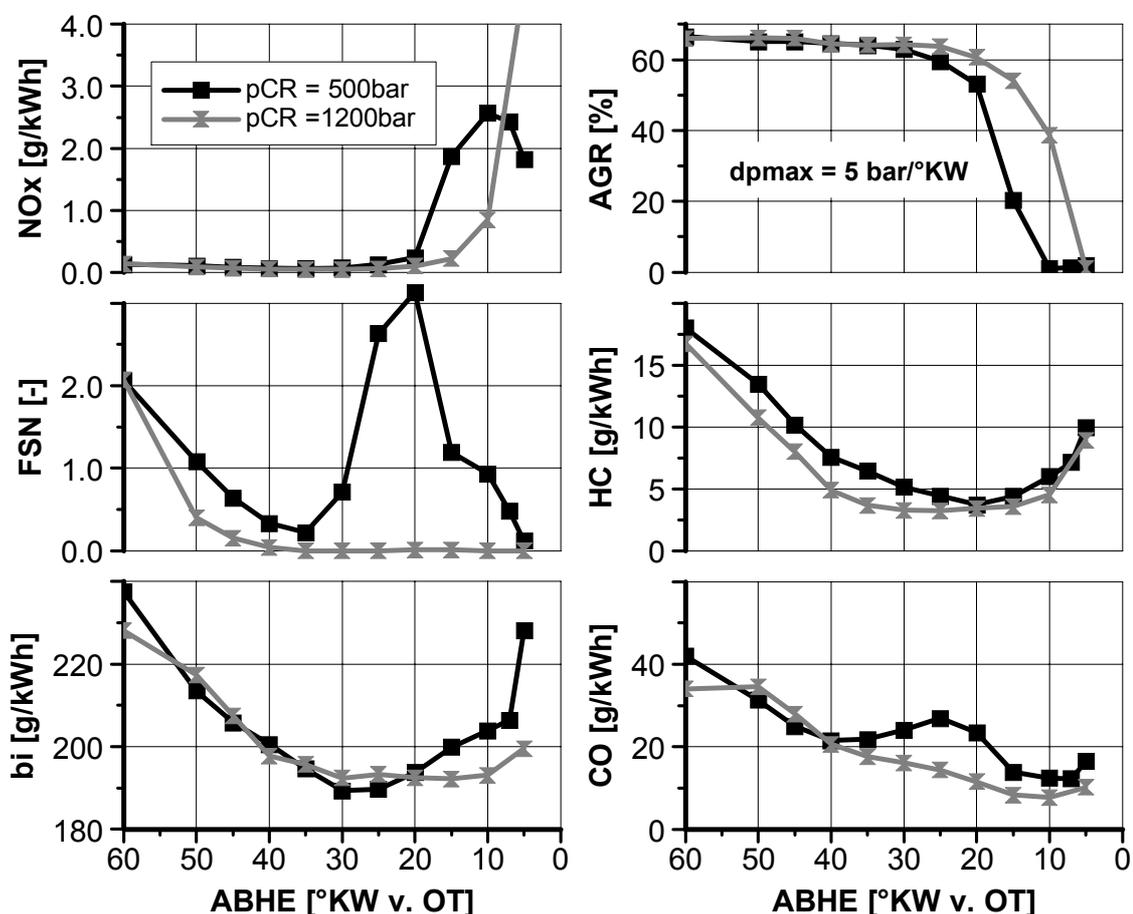


Abbildung 6.1: Betriebspunkt 2000/2: Abgasemissionen, Kraftstoffverbrauch und Abgasrückführrate (AGR) in Abhängigkeit vom Ansteuerbeginn des Injektors bei Blockeinspritzung (ABHE). Drehzahl 2000/min, Einspritzmenge 12mm³, Düse: 8-Loch HD320/80°SKW, Mulde 80_1.

Der Einspritzzeitpunkt zeigt auch einen deutlichen Einfluss auf die HC-Emissionen. In Abbildung 6.1 ist zu sehen, dass ab einem Ansteuerbeginn von 30 °KW vor OT mit früherer Einspritzung die HC-Emissionen ansteigen.

Aufgetragen sind zwar die spezifischen Emissionen, aber auch die absoluten Konzentrationen steigen bei früherer Einspritzung deutlich an. Als Ursache hierfür werden folgende Gründe angesehen: Durch die hohe Strahleindringtiefe bei früher Einspritzung kann Kraftstoff in den Quetschspalt und den Feuersteg gelangen. Aufgrund des großen Oberflächen/Volumen-Verhältnisses mit hohen Wandwärmeverlusten sind die Gastemperaturen dort relativ niedrig, was zu einer unvollständigen Verbrennung in diesen Brennraumbereichen führt. Der Kraftstoff wird unverbrannt oder nur teilweise verbrannt ausgeschoben, das zeigen auch Versuche von [129]. Die dominierende HC-Quelle, wie auch von [130] bestätigt, ist die Wandanlagerung von flüssigem Kraftstoff durch die hohe flüssige Strahleindringtiefe bei früher Einspritzung. Die Untersuchungen in der Einspritzkammer, siehe Kap. 6.4.1, bestätigen diese Vermutung. Eine weitere mögliche Quelle für CO- und HC-Emissionen ist eine nur teilweise Kraftstoffoxidation in sehr mageren Gemischbereichen, die niedrige Flammentemperaturen aufweisen. Bei herkömmlichen Dieselerbrennverfahren treten diese Effekte hauptsächlich am Strahlrand auf [131]. Bei (teil-) homogenen Verfahren mit Direkteinspritzung führt die unvermeidbare Ladungsschichtung zu mageren Bereichen am Rande der Gemischwolke.

In Abbildung 6.1 ist ein „badewannenförmiger“ Verlauf des Kraftstoffverbrauches bei der Variation des Einspritzbeginnes zu erkennen. Bei später Einspritzung sowie bei früher Einspritzung ergibt sich ein Anstieg des Kraftstoffverbrauches. Eine genaue Analyse der einzelnen Verluste, die zu diesem Verlauf des Kraftstoffverbrauches beitragen, ist in Abbildung 6.2 dargestellt. Die Vorgehensweise zur Ermittlung dieser Verluste ist in Kap. 3.2 erläutert. Als besonders kritisch wird der Verlust durch Ölverdünnung angesehen. Zum Beispiel gelangt bei einem Ansteuerbeginn von 50 °KW vor OT ca. 10 % des eingespritzten Kraftstoffes ins Schmieröl. Der Anstieg des Kraftstoffverbrauches um 10 % dadurch ist noch die harmloseste Folge. Problematischer ist die Tatsache, dass der Kraftstoff sich im realen Fahrbetrieb im Öl sammelt und die Schmierfähigkeit deutlich herabsetzt, d.h. die Ölwechselintervalle müssten verkürzt werden. Im Extremfall kann der flüssige Kraftstoff den Schmierfilm auf der Zylinderlaufbuchse abwaschen und zu Kolbenfressern führen. Als Folge der Wandanlagerung ist auch ein Ansteigen der Verluste durch HC-Emission bei früher Einspritzung zu beobachten. Bei später Einspritzung tritt aufgrund der späten Verbrennungslage und dem dadurch niedrigen Temperaturniveau ein Anstieg der Verluste durch HC-Emission auf. Die späte Verbrennungslage verursacht außerdem einen Verlust an Volumenänderungsarbeit.

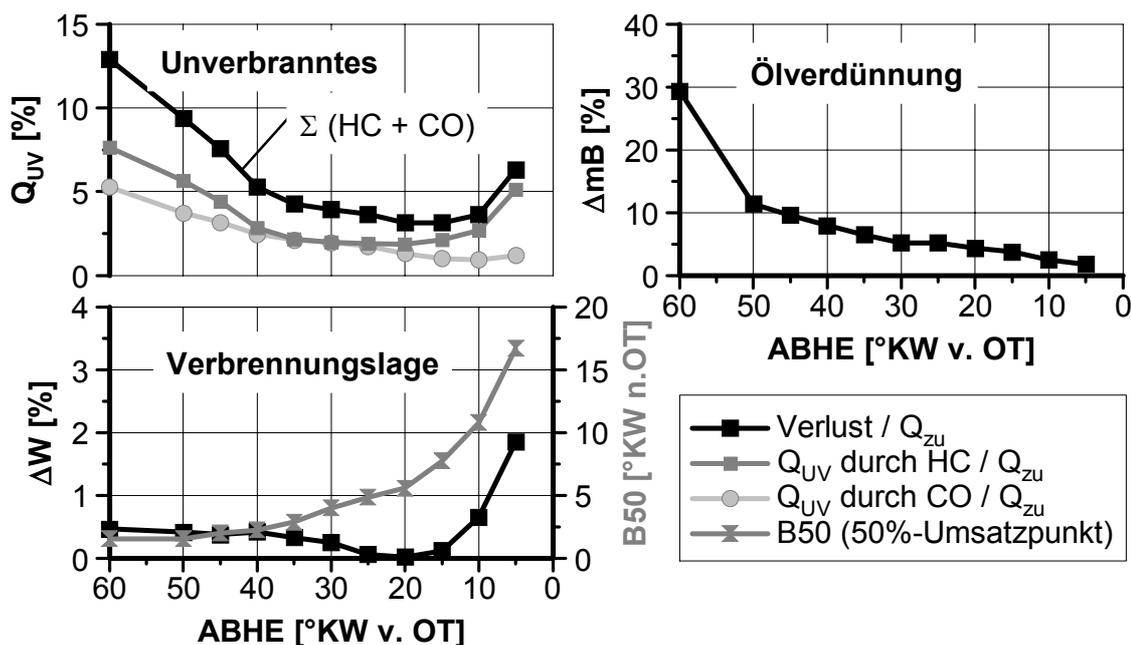


Abbildung 6.2: Verluste durch un- bzw. teilverbrannten Kraftstoff (Q_{UV}), Ölverdünnung (ΔmB) und nicht optimale Verbrennungslage (ΔW) bei einer Variation des Ansteuerbeginns mit Blockeinspritzung. Alle Verluste bzgl. der zugeführten Kraftstoffenergie (Q_{ZU}) bzw. der zugeführte Kraftstoffmasse.

Die in Abbildung 6.2 dargestellte Größe ΔW stellt die mögliche Wirkungsgradsteigerung bei gegebenem Brennverlauf und optimaler Verbrennungslage dar. Die Verluste durch die nicht optimale Verbrennungslage beinhalten außer dem Verlust an Volumenänderungsarbeit auch die kalorischen Verluste durch eine „Speicherung“ der Arbeit in der inneren Energie der Zylinderladung, siehe Kap. 3.2. Der 50 %-Umsatzpunkt (B50) der Verbrennung verschiebt sich mit dem Einspritzzeitpunkt, allerdings nicht proportional. Insbesondere bei Ansteuerbeginn später als 15 °KW vor OT ist eine starke Sensitivität der Verbrennungslage zu beobachten. Obwohl die Abgasrückführung bei später Einspritzung verringert wurde und die Verbrennung dadurch früher und schneller abläuft, ergibt sich dennoch ein deutlicher Verlust durch die späte Verbrennungslage. Eine wirkungsgradoptimale Verbrennungslage ergibt sich bei einem Ansteuerbeginn von 20 °KW vor OT. Bei einer weiteren Frühverstellung des Ansteuerbeginns steigt der Verlust durch eine zu frühe Verbrennungslage wieder leicht an. Demnach muss für eine verbrauchs-optimale Verbrennung ein Kompromiss zwischen Ölverdünnung, HC- und CO-Emissionen bei früher Einspritzung und dem Verlust durch späte Verbrennungslage bei später Einspritzung geschlossen werden. Eine Aufsummierung der Verluste erklärt das Minimum im Verbrauch in Abbildung 6.1.

Der Brennverlauf und der Einspritzverlauf an ausgewählten Punkten der Variation des Einspritzzeitpunktes ist in Abbildung 6.3 dargestellt. Der Einspritzverlauf ist am Einspritzverlaufsindikator mit den Bestromungsdauern des

Injektors aus den motorischen Messungen bestimmt worden. Im Brennverlauf ist während der Einspritzung eine negative „Delle“ vorhanden, da die zur Kraftstoffverdampfung benötigte Energie zu einem Teil der Zylinderladung entzogen wird. Dadurch ergibt sich eine Abkühlung des Gases mit einer Druckabsenkung, die vom Brennraumdrucksensor gemessen wird. Insbesondere bei den frühen Ansteuerbeginnen (50 und 30 °KW v. OT) ist nach erfolgter Kraftstoffverdampfung die Wärmefreisetzung der Niedertemperaturreaktionen (cool-flame) zu sehen. Bei allen Einspritzzeitpunkten ist eine vollständige Trennung von Einspritzung und Verbrennung vorhanden, d.h. die Einspritzung ist vor Beginn der ersten im Brennverlauf sichtbaren Reaktionen abgeschlossen. Bei späten Einspritzzeitpunkten ist allerdings eine Überlagerung der Kraftstoffverdampfung und der Niedertemperaturreaktionen vorhanden. Nach einer schnellen, vorgemischt ablaufenden Verbrennung ist im Brennverlauf ein langsames Ausbrennen schlecht aufbereiteter Gemischbereiche zu beobachten. Eine Schwarzauchmission wird offensichtlich durch eine vollständige Rußnachoxidation verhindert. Gute Bedingungen dafür bieten der Turbulenzeintrag durch die späte Einspritzung mit hohem Druck und das hohe Temperaturniveau durch die schnelle, vorgemischte Verbrennung.

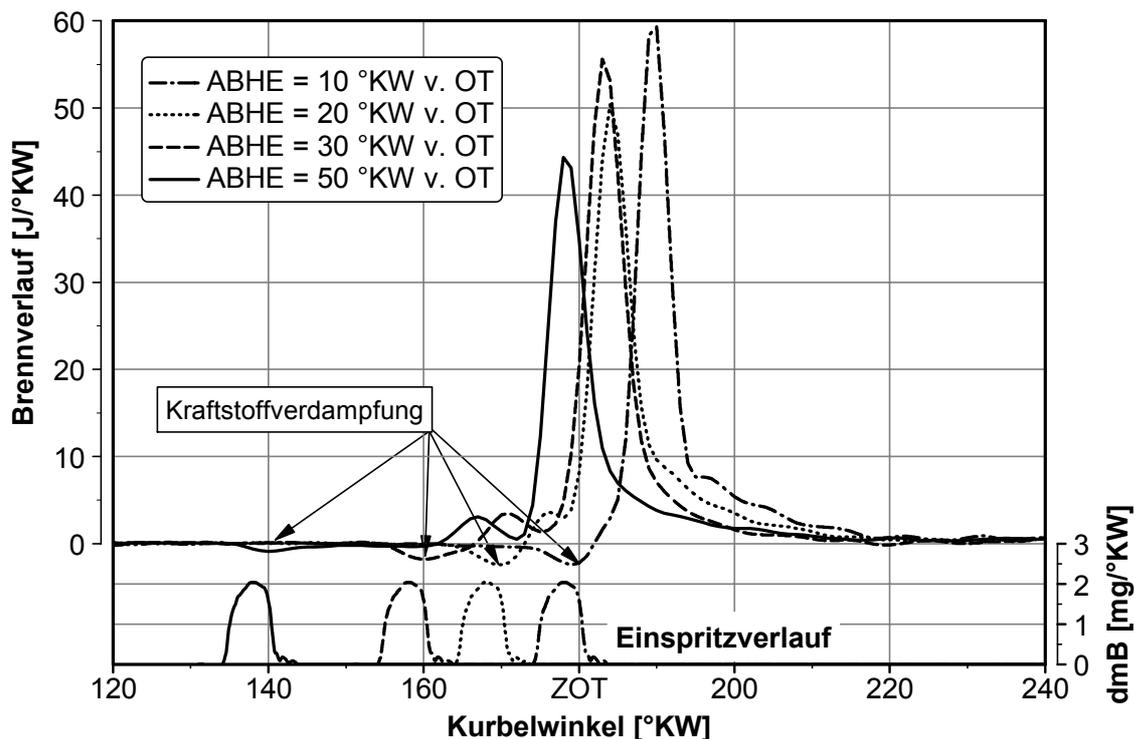


Abbildung 6.3: Brenn- und Einspritzverläufe am Betriebspunkt 2000/2 für ausgewählte Ansteuerbeginne. Drehzahl 2000/min, Einspritzmenge 12 mm^3 , $p_{CR}=1200 \text{ bar}$, Düse 8-Loch HD320/80°SKW, Mulde 80_1.

Am niedriglastigen Betriebspunkt 2000/2 kann noch bei allen Einspritzzeitpunkten eine Verbrennung ohne Schwarzauchmission erreicht werden.

Bei einer Erhöhung der Einspritzmenge von 12 mm^3 auf 18.5 mm^3 ergeben sich allerdings Bereiche mit starkem Schwarzrauch, siehe Abbildung 6.4. Folgende Ursachen können dafür angeführt werden: Durch die höhere Einspritzmenge bei nahezu identischer Luftmasse sinkt das globale Luftverhältnis. Da der maximale Druckgradient unter der Grenze von $5 \text{ bar}/^\circ\text{KW}$ gehalten werden soll, kann die AGR-Rate auch nicht wesentlich reduziert werden. Bei gleichen Vorraussetzungen für die Gemischbildung, d.h. Einspritzdruck, Düsen- und Brennraumgeometrie und Drall, sinkt mit dem globalen Luftverhältnis auch das lokale. Dadurch fallen einige Gemischbereiche hinsichtlich dem lokalen Luftverhältnis und der Temperatur unter die Rußbildungsgrenze. Die Rußnachoxidation ist durch das geringe Sauerstoffangebot und die niedrigen Verbrennungstemperaturen sehr langsam, dies führt zu der hohen Schwarzrauchemission.

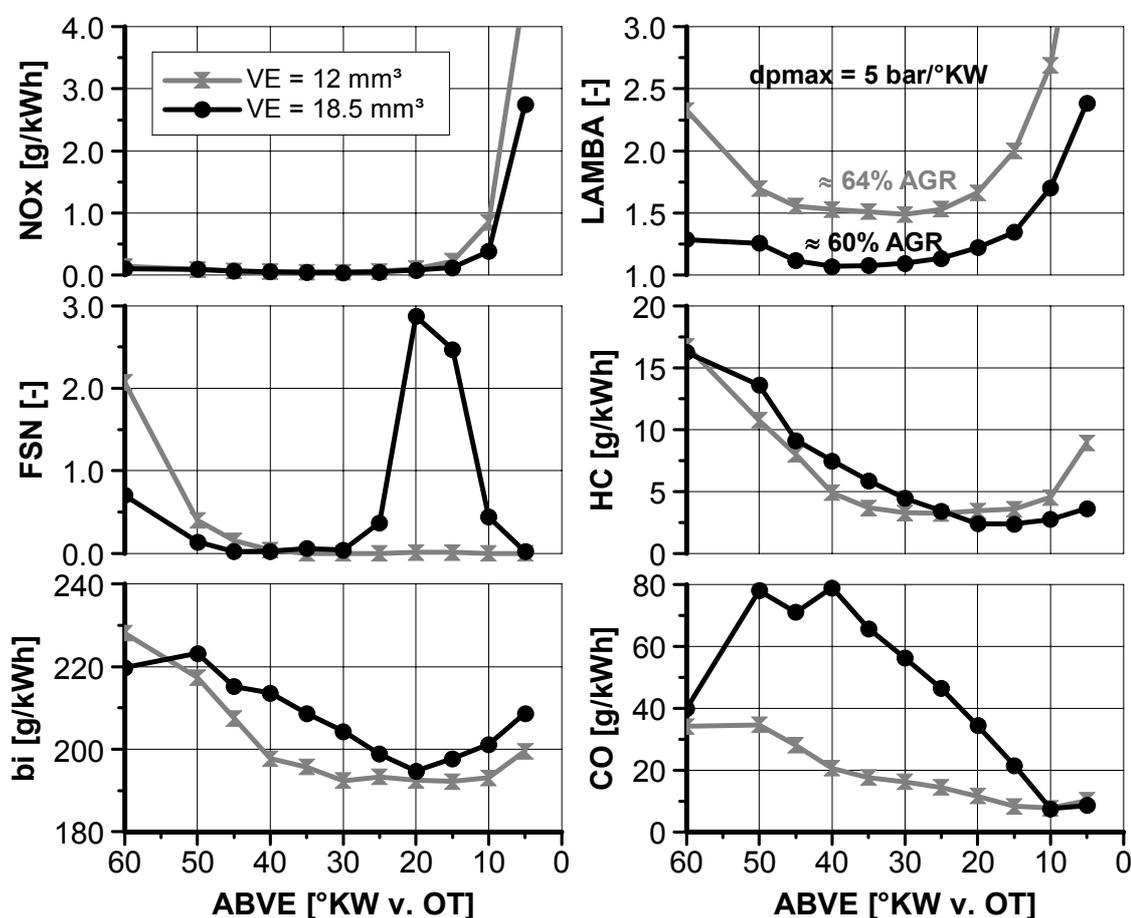


Abbildung 6.4: Betriebspunkte 2000/2 (12 mm^3) und 2000/4 (18.5 mm^3): Abgasemissionen, Kraftstoffverbrauch und Luftverhältnis (LAMBDA) in Abhängigkeit vom Ansteuerbeginn des Injektors bei Blockeinspritzung (ABHE), Drehzahl $2000/\text{min}$, Raildruck 1200 bar , Düse 8-Loch HD320/80°SKW, Mulde 80_1

Zu beobachten sind die Auswirkungen des niedrigen globalen Sauerstoffangebots auch am starken Anstieg der CO-Emission. Bei höheren Luftverhält-

nissen, z.B. bei späten Einspritzzeitpunkten, ergeben sich ähnliche CO-Werte im Vergleich zum Betriebspunkt 2000/2 mit geringerer Einspritzmenge.

Der Betriebspunkt 2000/4 stellt unter den gegebenen Randbedingungen (Druckgradient $< 5 \text{ bar/}^\circ\text{KW}$) aufgrund der Annäherung an $\lambda = 1$ eine obere Lastgrenze für ein Verfahren mit früher Einspritzstrategie dar. Eine weitere Laststeigerung scheint nur mit einer späten Einspritzstrategie erreichbar, da durch die Verbrennung im Expansionshub und durch die inhomogenere Gemischverteilung geringere Druckgradienten entstehen. Im folgenden Kapitel sind die Untersuchungen an der oberen Teillast mit später Einspritzstrategie dargestellt.

6.1.2 Obere Teillast

Die vorangegangenen Untersuchungen der Betriebspunkte bei unterer Teillast zeigen, dass mit höherer Motorlast die vorgegebene Grenze des Druckgradienten von $5 \text{ bar/}^\circ\text{KW}$ bei früher Einspritzstrategie nicht mehr eingehalten werden kann. Aus diesem Grund werden im Folgenden die Betriebspunkte 2000/6 und 2000/8 nur mit späten Einspritzzeitpunkten untersucht.

In Abbildung 6.5 ist eine AGR-Variation bei drei verschiedenen Ansteuerbeginnen der Blockeinspritzung dargestellt. Die Emissions- und Verbrennungskennwerte sind über der Sauerstoffkonzentration im Saugrohr (O_2SR) aufgetragen. Mit steigender AGR-Rate reduziert sich die Sauerstoffkonzentration im Saugrohr und der Inertgasanteil der angesaugten Ladung nimmt zu. Dadurch kann eine Reduzierung der Flammentemperatur und der thermischen NO-Bildung erreicht werden, siehe Kapitel 3.4.4. Bei geringer AGR-Rate sind sehr hohe Stickoxidemissionen zu beobachten, was auf eine gute Vormischung mit einem großen stöchiometrischen Gemischanteil schließen lässt. Mit steigender AGR reduziert sich die Stickoxidemission, allerdings steigen auch die HC- und CO-Emissionen sowie der Kraftstoffverbrauch durch die sehr späte Verbrennungslage. Eine Schwarzrauchemission ist nicht vorhanden, was aber keine Rückschlüsse auf die innermotorische Rußbildung und -oxidation zulässt. Diese Vorgänge werden in Kap. 6.8 detailliert untersucht. Um die Stickoxidemissionen weiter zu reduzieren und hohe HC- und CO-Emissionen bzw. Aussetzer durch die späte Verbrennungslage zu vermeiden, muss die Verbrennung mit Hilfe des Ansteuerbeginns etwas früher gelegt werden. Dadurch verkürzt sich der Zündverzug aufgrund der höheren Gastemperatur zum Einspritzzeitpunkt. Aus diesem Grund ist nicht genügend Gemischbildungszeit vorhanden, um lokal fette Zonen mit Rußbildung zu vermeiden. In Abbildung 6.5 ist bei einem frühen Ansteuerbeginn von 5°KW vor OT der bekannte Trade-Off zwischen Schwarzrauch und Stickoxid zu beobachten. Durch die frühere Verbrennungslage steigt auch der maximale Druckgradient an, allerdings verringert sich der Verlust an Volumenänderungsarbeit, d.h. der Kraftstoffverbrauch nimmt ab.

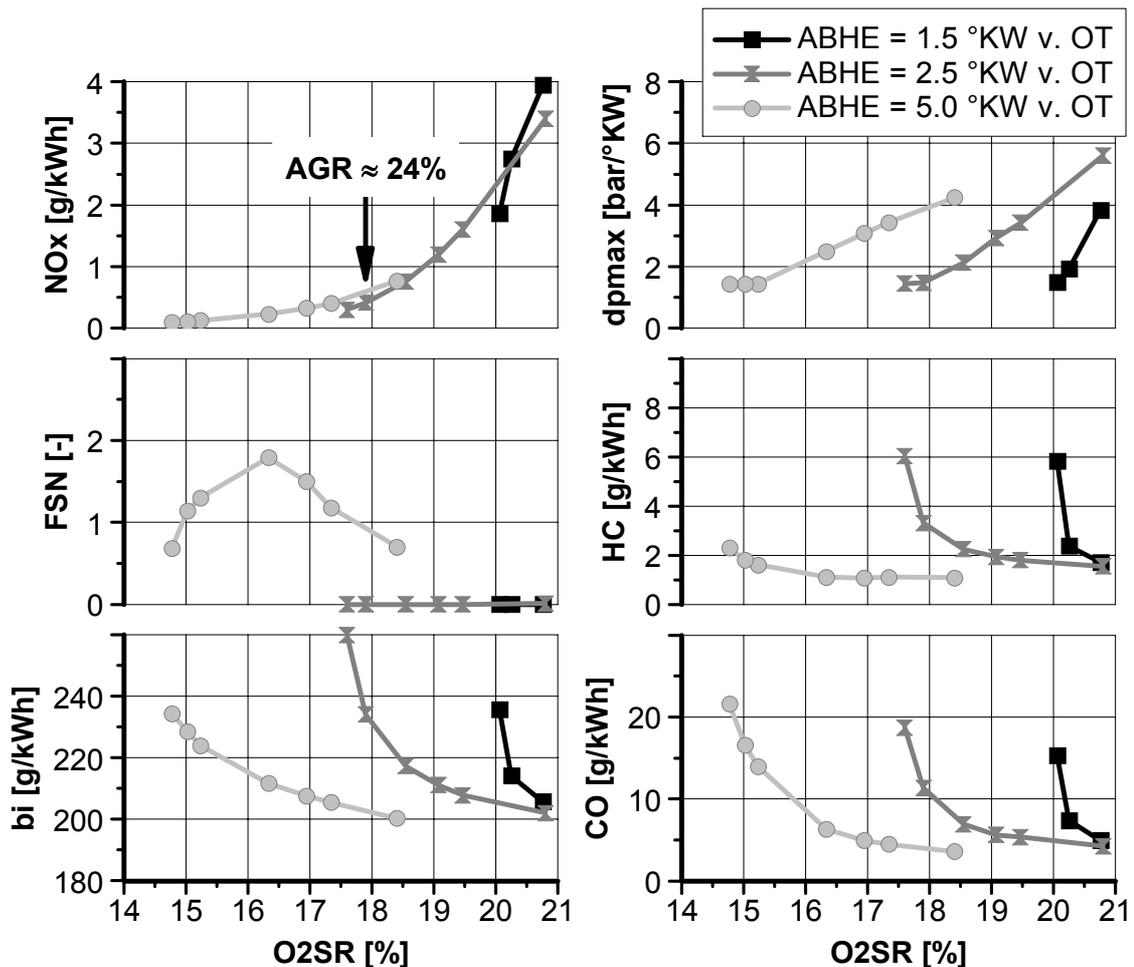


Abbildung 6.5: Betriebspunkt 2000/6: AGR-Variation mit verschiedenen Ansteuerbeginnen des Injektors bei Blockeinspritzung. Abgasemissionen, Kraftstoffverbrauch und maximaler Druckanstieg (dp_{max}) in Abhängigkeit des Sauerstoffgehalts im Saugrohr (O_{2SR}). Drehzahl 2000/min, Einspritzmenge 25 mm^3 , Raildruck 1200 bar, Düse 8-Loch HD320/80°SKW, Mulde 80_1.

Eine genaue Analyse der wichtigsten Verluste, die zum Anstieg des Kraftstoffverbrauchs beitragen, ist in Abbildung 6.6 dargestellt. Mit steigender AGR-Rate bzw. mit sinkendem Sauerstoffgehalt verlagert sich der 50%-Umsatzpunkt der Verbrennung nach spät und die Verluste durch die späte Verbrennungslage steigen an. Außerdem führt die späte Verbrennungslage zu einem geringeren Temperaturniveau, welches sich hinsichtlich der Stickoxidbildung günstig auswirkt, aber auch schlechtere Bedingungen zur Nachoxidation von teilverbranntem Kraftstoff (HC und CO) bietet. Ein früherer Einspritzzeitpunkt erhöht die AGR-Verträglichkeit und bietet die Möglichkeit, die Stickoxidemissionen bei einem konstanten Kraftstoffverbrauch, d.h. konstanten Verlusten durch teilverbrannten Kraftstoff und späte Verbrennungslage, zu reduzieren. Bei zu früher Verbrennungslage jedoch und hohen AGR-Raten ergibt sich wieder eine Schwarzauchmission aufgrund eines zu geringen Zündverzuges. Der Einspritzzeitpunkt muss daher unter den gewünschten Randbedingungen bzgl. Kraftstoffverbrauch, Schwarzauch und Verbrennungs-

geräusch optimiert werden. Für eine Untersuchung vieler Hardware-Varianten bietet sich daher folgende Vorgehensweise an: Anhand einer Variante wird zunächst die Verbrennungslage ermittelt, die dem Ziel hinsichtlich Kraftstoffverbrauch, Stickoxidemission und Verbrennungsgeräusch entspricht. Bei den weiteren Variantenuntersuchungen wird die Verbrennungslage bei der AGR-Variation durch ein Verschieben des Einspritzzeitpunktes konstant gehalten. Ein leichter Verbrauchsanstieg durch die verlängerte Brenndauer bei hohen AGR-Raten muss jedoch in Kauf genommen werden.

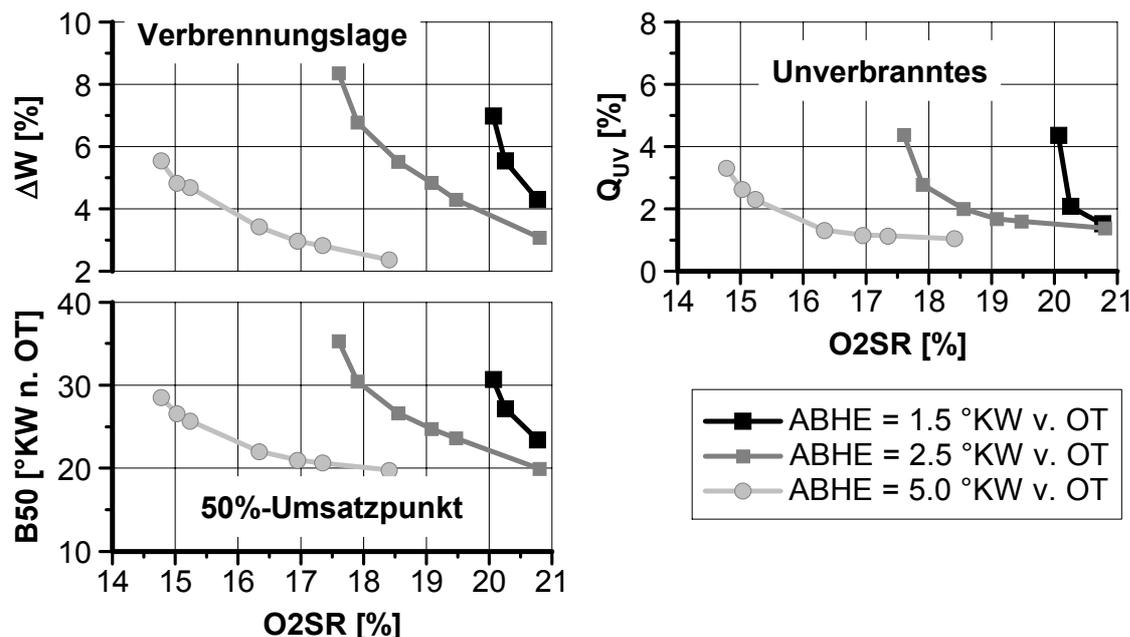


Abbildung 6.6: Verluste und 50%-Umsatzpunkt. Betriebspunkt 2000/6.

Die Auswirkungen einer weiteren Steigerung der Motorlast bzw. der Einspritzmenge sind in Abbildung 6.7 dargestellt. Bei gleichem Einspritzzeitpunkt bewirkt die Erhöhung der Einspritzmenge um 28 % eine Verdoppelung des maximalen Druckgradienten bei gleicher Sauerstoffkonzentration im Saugrohr. Die Ursache hierfür ist das höhere Niveau der mittleren Gastemperatur während der Verbrennung durch die um 28 % höhere zugeführte Kraftstoffenergie, aber nur um ca. 15 % höheren Zylindermasse. Das führt zu einer höheren Reaktionsgeschwindigkeit d.h. zu einer kürzeren Brenndauer. Als positiver Effekt der höheren Temperaturen ergibt sich eine verbesserte Nachoxidation des teilverbrannten Kraftstoffes, was zu signifikant geringeren HC- und CO-Emissionen am Betriebspunkt 2000/8 führt. Die Stickoxidemission wird unabhängig vom Betriebspunkt degressiv mit der Sauerstoffkonzentration im Saugrohr verringert. Durch das höhere Temperaturniveau der Zylinderladung ist die Verbrennung am Betriebspunkt 2000/8 stabiler und die Stickoxidemission kann durch höhere AGR auf niedrigere Werte gebracht werden.

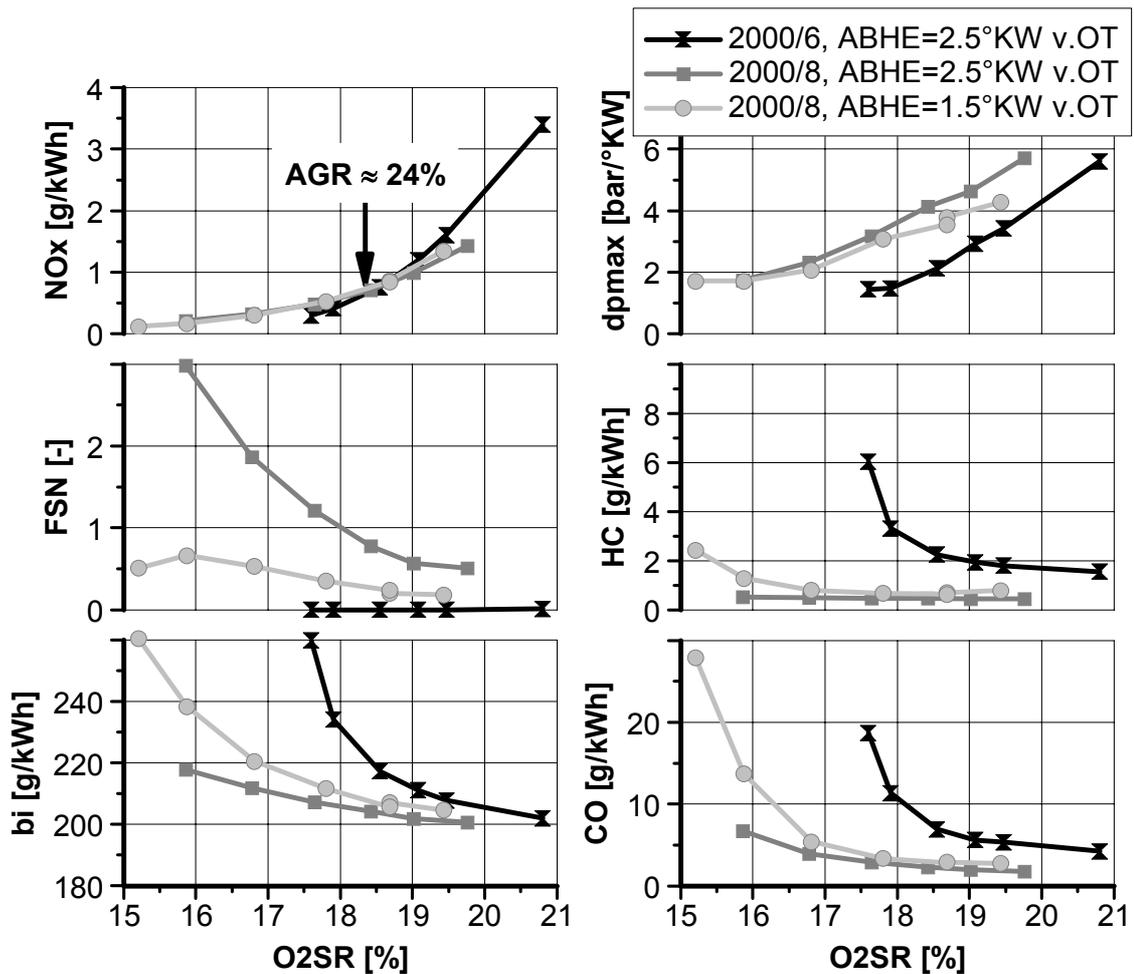


Abbildung 6.7: Betriebspunkte 2000/6 (Einspritzmenge $VE=25\text{mm}^3$) und 2000/8 ($VE=32\text{mm}^3$): AGR-Variation mit verschiedenen Ansteuerbeginn des Injektors bei Blockeinspritzung. Abgasemissionen, Kraftstoffverbrauch und maximaler Druckanstieg (dp_{\max}). Drehzahl 2000/min, Raildruck 1200 bar, Düse 8-Loch HD320/80°SKW, Mulde 80_1.

Bei gleichem Ansteuerbeginn ergibt sich aber eine drastisch erhöhte Schwarzrauchemission. Als Ursachen hierfür sind zum einen der durch das höhere Temperaturniveau verkürzte Zündverzögerung und die längere Einspritzdauer aufgrund der höheren Einspritzmenge bei gleichem Einspritzdruck zu nennen. Beide Faktoren führen zu einer starken Verkürzung der Mischungszeit vor Brennbeginn, was zu lokal sehr fett verbrennenden Bereichen mit starker Rußbildung führt. Durch eine spätere Einspritzung bei 1.5°KW vor OT kann die Mischungszeit verlängert und damit die Schwarzrauchemission deutlich verringert werden. Allerdings kann am Betriebspunkt 2000/8 mit dieser Brennraum-/Düsenkonfiguration keine vollständig schwarzrauch- und stickoxidfreie Verbrennung erreicht werden. Wichtig ist bei diesem Verfahren, dass während der kurzen Mischungszeit möglichst schnell eine gleichmäßige Gemischverteilung erreicht wird. Insbesondere die Parameter Düsen- und Muldengeometrie müssen dazu besser aufeinander abgestimmt werden; dies ist in Kap. 6.3 dargestellt.

6.2 Einspritzstrategie in Abhängigkeit der Motorlast

Die Untersuchung der frühen Einspritzstrategie bei unterer Teillast in Kap. 6.1.1 zeigt, dass trotz hoher AGR-Raten die Verbrennung früh und sehr schnell abläuft, wodurch maximale Druckgradienten von $5 \text{ bar}/^\circ\text{KW}$ erreicht werden. Der Start der chemischen Reaktionen, die mit dem Eintritt des Kraftstoffes in den Brennraum beginnen, ist als Ursache hierfür zu nennen. Als Grenzfall für eine frühe Einspritzstrategie bei den gegebenen Randbedingungen erweist sich der Betriebspunkt 2000/4 mit 18.5 mm^3 Einspritzmenge. Hier wird durch die hohe notwendige Abgasrückführung bereits ein Luftverhältnis von 1.05 erreicht. Eine weitere Absenkung des Luftverhältnisses (durch AGR) und damit des Druckanstiegs ist mit stark unvollständiger bzw. unvollkommener Verbrennung verbunden und daher nicht Ziel führend.

In Abbildung 6.8 sind über der Motorlast bzw. der Einspritzmenge die gemessenen Werte für Brenndauer und Druckgradient mit früher Einspritzung bei niedriger Last und später Einspritzung bei hoher Last dargestellt. Mit einer späten Einspritzung kann der maximale Druckgradient deutlich reduziert werden.

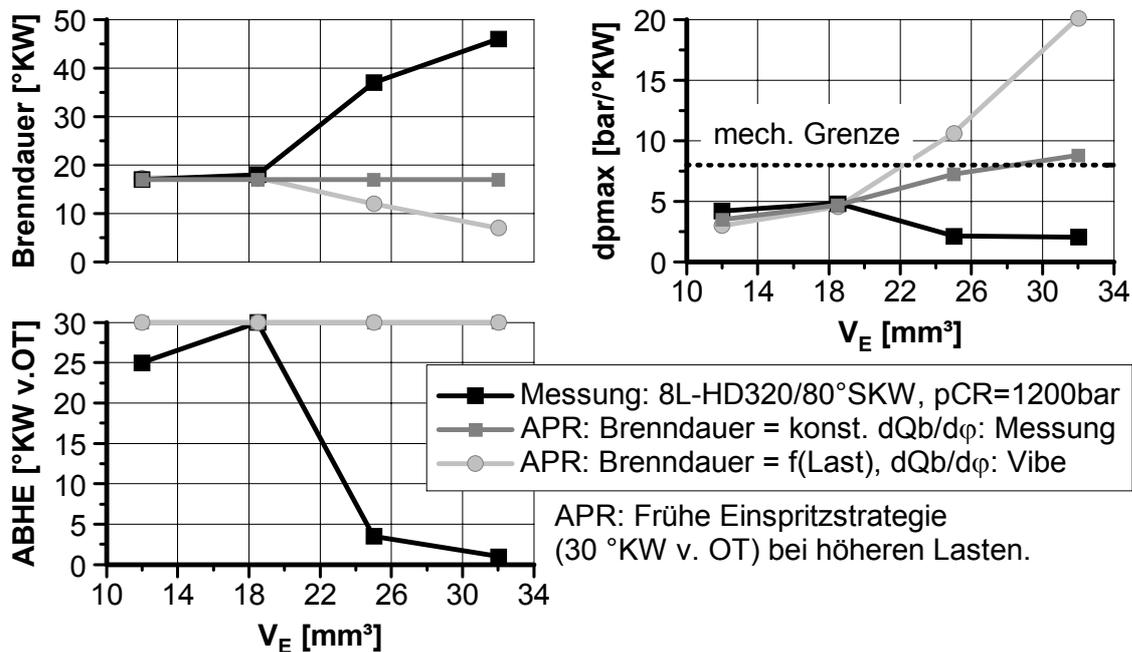


Abbildung 6.8: Einspritzstrategie, Brenndauer und Druckanstieg (dp_{max}) in Abhängigkeit der Einspritzmenge (V_E) bzw. Motorlast

Eine frühe Einspritzstrategie bei hoher Last ist aufgrund der hohen Druckgradienten nicht möglich, was in Abbildung 6.8 mit Hilfe der Simulation belegt wird. Mit der Simulation, d.h. einer realen Arbeitsprozessrechnung (APR), werden zwei Szenarien (graue Kurven) hinsichtlich des Brennverlaufes untersucht: Im günstigsten Fall kann die Brenndauer mit steigender Last

konstant gehalten werden, was aber in der Realität nicht möglich ist, da die AGR aufgrund des ohnehin schon niedrigen Luftverhältnisses nicht weiter erhöht werden kann. Im ungünstigsten Fall wird das Luftverhältnis konstant gehalten und die Brenndauer verkürzt sich in der angegebenen Weise. In beiden Fällen wird die aufgrund von Erfahrungswerten definierte mechanische Dauerhaltbarkeitsgrenze des Motors schon ab Betriebspunkt 2000/6 mit 25 mm³ Einspritzmenge erreicht bzw. überschritten.

Die Randbedingungen der beiden Arbeitsprozessrechnungen in Abbildung 6.8 werden im Folgenden genauer erläutert: Die APR mit konstanter Brenndauer basiert auf einem gemessenen Brennverlauf ($dQ_b/d\phi$), der als Vorgabe dient. Bei den gemessenen Brennverläufen der Betriebspunkte mit 12 und 18.5 mm³ Einspritzmenge und früher Einspritzung ist eine starke Ähnlichkeit vorhanden, d.h. der Brennverlauf am Basispunkt 2000/4 kann entsprechend den Einspritzmengen für die anderen Betriebspunkte skaliert werden. Aufgrund der im Vergleich zur Druckverlaufsanalyse unterschiedlichen Integrationsschritte der APR kommt es zu einer leichten Unterschätzung des Druckgradienten. Die APR mit der Brenndauer als Funktion der Motorlast wird als Vibe-Brennverlauf modelliert, wobei die cool-flame Verbrennung aufgrund der geringen Wärmefreisetzung vernachlässigt wird. Die Vibe-Parameter sind ebenfalls auf den Basisbetriebspunkt 2000/4 mit 18.5 mm³ Einspritzmenge angepasst. Für höhere Lasten wird die Vibe-Brenndauer stufenweise auf 7 °KW bei 32 mm³ Einspritzmenge und ca. 9 bar pmi reduziert. Diese Annahmen stützen sich auf Messergebnisse von [128].

Die betrachteten Verfahren für die untere und obere Teillast mit früher und später Einspritzung unterscheiden sich hinsichtlich des Einspritzzeitpunktes und als Folge daraus in der Homogenität der Gemischverteilung. Die Gas- bzw. Massenmitteltemperaturen (T_G) bei 30 °KW vor OT sind mit steigender Last nahezu konstant, siehe Abbildung 6.9. Bei einem konstanten Einspritzzeitpunkt verkürzt sich der Zündverzug mit steigender Motorlast nur etwas aufgrund des höheren Zylinderdruckes. Den entscheidenden Einfluss auf den Zündverzug hat jedoch die Gastemperatur zum Einspritzzeitpunkt (SOI). Diese variiert stark mit dem Einspritzzeitpunkt und beeinflusst die verfügbare Zeit zur Gemischbildung, siehe Abbildung 6.9. Mit größerer Mischungszeit steigt die Homogenität der Kraftstoffkonzentration im Brennraum, bei vollständiger Trennung von Einspritzung und Verbrennung wird in dieser Arbeit von „homogenisiert“ gesprochen. Bei höherer Last und später Einspritzung kommt es zu einer Überlappung von Einspritzung und Verbrennung, welches im Folgenden als „teilhomen“ bezeichnet wird.

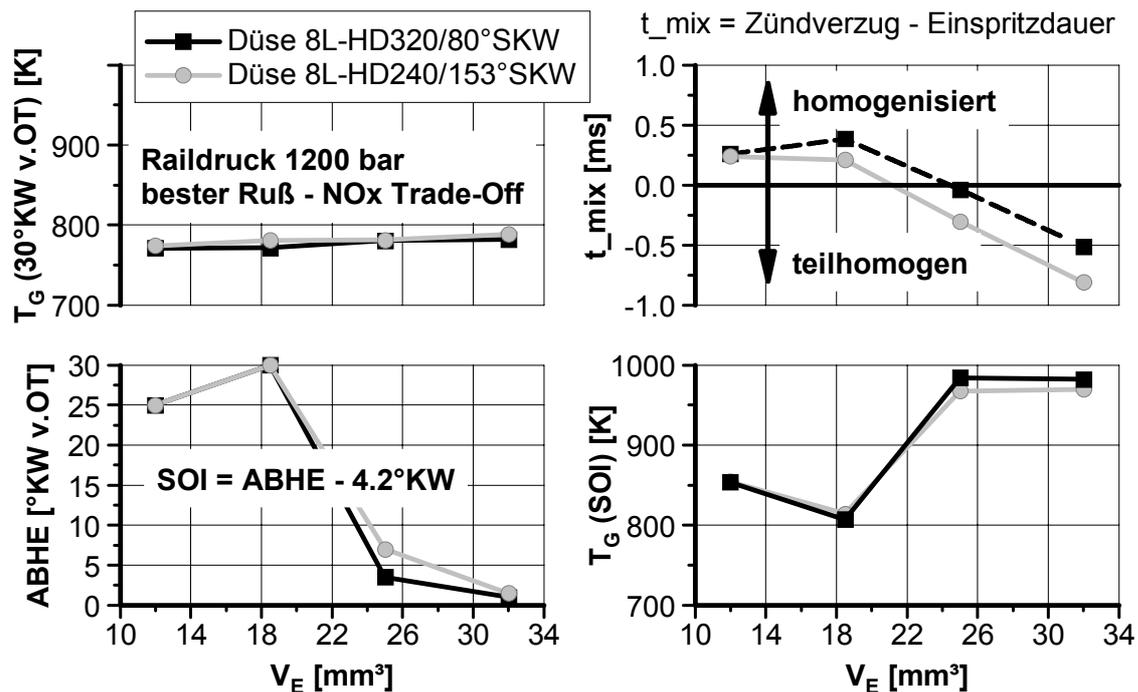


Abbildung 6.9: Ansteuerbeginn der Blockeinspritzung für optimalen Ruß-NO_x Trade-Off, Massenmitteltemperaturen (T_G) bei 30°KW v. OT und bei Einspritzbeginn (SOI), Mischungszeit (t_{mix}) in Abhängigkeit der Einspritzmenge (V_E).

Die Temperatur zum Einspritzzeitpunkt ist demzufolge das wichtigste Unterscheidungskriterium, ob ein Brennverfahren als homogenisiert oder teilhomogen bezeichnet wird. Diese Bezeichnung sagt aber nichts über das Emissionspotenzial eines Brennverfahrens aus, da immer auch die lokalen Größen Temperatur und Luftverhältnis und deren zeitlicher Verlauf betrachtet werden müssen. Als Beispiel hierfür sind in Abbildung 6.9 die Werte einer Düse mit stark reduzierten Spritzlochdurchmessern und einem HD-Wert von 240 cm³/30s angegeben. Außerhalb des Sitzdrosselbereiches, d.h. bei oberer Teillast ist die Einspritzdauer der Düse mit HD240 deutlich länger, was zu einer Verkürzung der Mischungszeit führt. Hinsichtlich der Reduzierung von Stickoxid- und Schwarzrauchemissionen bietet jedoch die Düse mit HD240 aufgrund der besseren einspritzseitigen Gemischaufbereitung ein größeres Potenzial als die Düse mit HD320.

6.3 Einfluss des Gemischbildungsverfahrens

Als Gemischbildungsverfahren wird hier die Kombination von Einspritzdüse und Kolbenmulde bezeichnet, der Einlasskanaldrall wird konstant gehalten. Aufgrund der geringen freien Strahlänge bei PKW-Dieselmotoren läuft die Gemischbildung vorwiegend in Wandnähe ab. Die Interaktion zwischen den Einspritzstrahlen und der Brennraumwand hat einen entscheidenden Einfluss

auf die Gemischaufbereitung und –verteilung im Brennraum [132]. Getrieben durch die Verfügbarkeit von Einspritzdüsen mit hohem Durchflusskoeffizienten und hoher Strahleindringtiefe gewinnen in letzter Zeit die Gemischbildungsvorgänge in Wandnähe eine immer größere Bedeutung [9]. Durch ein geeignetes Design der Kolbenmulde muss die strahlinduzierte Gemischströmung so geführt werden, dass eine möglichst gute Verteilung des Kraftstoffes in der Zylinderladung erreicht wird. Die Strahllage im Brennraum zum Einspritzzeitpunkt spielt dabei eine entscheidende Rolle. Insbesondere bei homogenisierten Brennverfahren mit einem frühen Einspritzzeitpunkt sind geänderte Strahllagen erforderlich, um das Auftreffen von flüssigem Kraftstoff auf die Brennraumwände zu vermeiden. Kleinere Spritzkegelwinkel der Düse erfüllen diese Forderung, allerdings muss außerhalb des homogenisiert fahrbaren Kennfeldbereiches ein konventionelles oder teilhomogenes Brennverfahren mit OT-nahen Einspritzzeitpunkten und einer guten Luftausnutzung eingesetzt werden können. In diesem Kapitel wird die Tauglichkeit von verschiedenen Düsen-/ Muldenkombinationen mit deutlich geänderten Strahllagen für ein homogenisiertes Brennverfahren im unteren Teillastbereich und ein teilhomogenes Brennverfahren im oberen Teillastbereich untersucht.

Alle hier aufgeführten Untersuchungen sind mit einem hydraulischen Düsen-durchfluss (HD) von $320 \text{ cm}^3/30\text{s}$, aber unterschiedlichen Spritzkegelwinkeln und Muldengeometrien durchgeführt worden. Die Kolbenmuldengeometrie ist auf den jeweiligen Spritzkegelwinkel der Düse abgestimmt, siehe Abbildung 4.1.

6.3.1 Untere Teillast

Die bisher durchgeführten Untersuchungen zum Einfluss des Einspritzbeginns zeigen, dass sich ein Zielkonflikt zwischen geringer Ölverdünnung, aber starker Rußbildung bei spätem Einspritzzeitpunkt und geringer Rußbildung, aber hoher Ölverdünnung bei einem frühen Einspritzzeitpunkt ergibt. Der Einspritzzeitpunkt als Optimierungsgröße kann allerdings nicht unabhängig von der Düsen- und Kolbenmuldengeometrie gesehen werden.

In Abbildung 6.10 ist die Untersuchung von drei Düsen-/ Kolbenmuldenkombinationen dargestellt, deren Strahllage im Brennraum für verschiedene Einspritzzeitpunkte optimiert ist. Der Spritzkegelwinkel ist so gewählt, dass in einem gewissen Kurbelwinkelbereich, in dem die Einspritzung erfolgen soll, der Einspritzstrahl innerhalb der Mulde gehalten wird. Die AGR-Rate ist so eingestellt, dass sich bei früher Einspritzung ($> 15^\circ \text{KW}$ vor OT) ein Druckgradient von $5 \text{ bar}/^\circ \text{KW}$ ergibt und bei später Einspritzung Aussetzer verhindert werden. Daraus resultiert das Ansteigen der NO_x -Emission bei späten Ansteuerbeginnen. Jede Düsen-/Muldenkombination hat einen optimalen Einspritzbereich, in dem eine schwarzrauch- und stickoxidfreie, homogenisierte Verbrennung mit niedrigem Kraftstoffverbrauch realisiert werden kann.

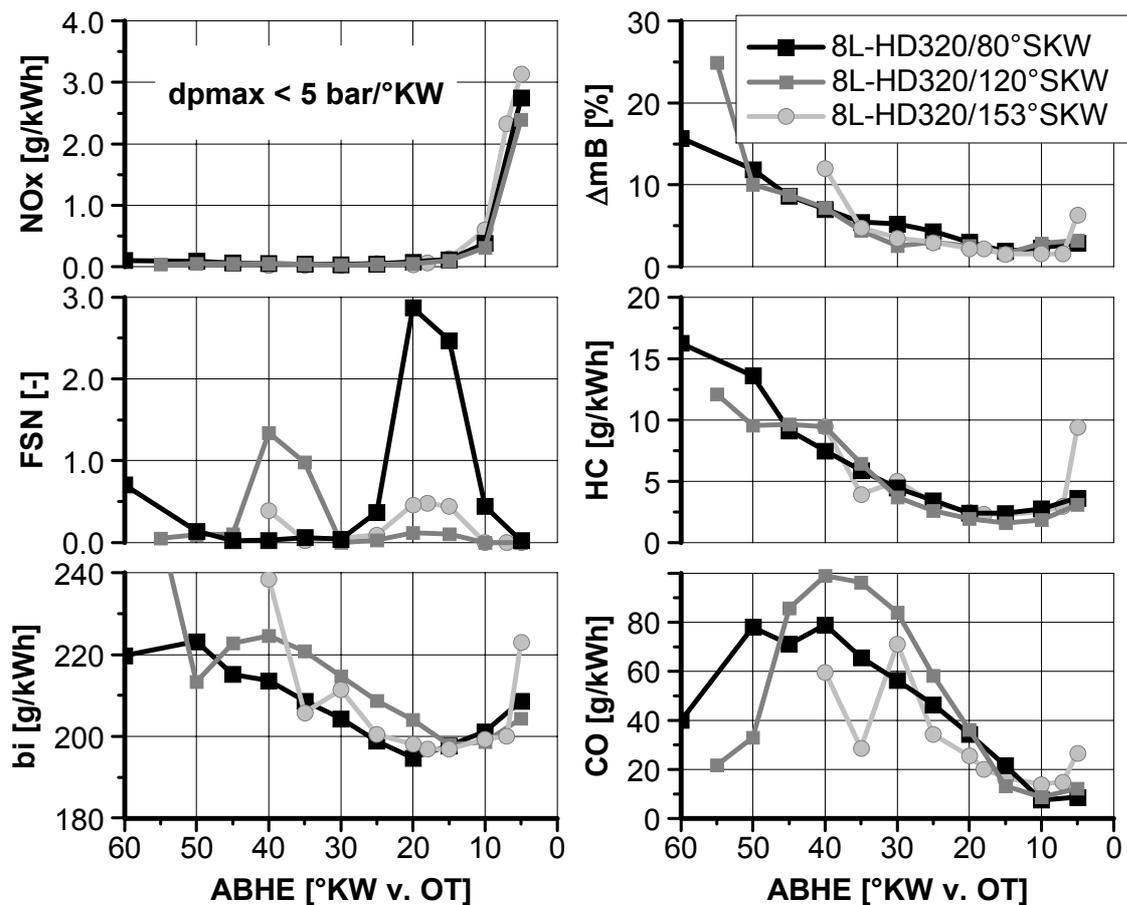


Abbildung 6.10: Betriebspunkt 2000/4 (Einspritzmenge 18.5 mm^3 , Raildruck 1200bar). Vergleich der Gemischbildungsverfahren mit 80, 120 und 153° Spritzkegelwinkel und den jeweils dazugehörigen Kolbenmuldengeometrien in Abhängigkeit des Ansteuerbeginns (ABHE) der Blockeinspritzung.

Die Variante mit 80° Spritzkegelwinkel zeigt einen optimalen Einspritzbereich zwischen 45 und 30 °KW vor OT. Bei späterer Einspritzung ergibt sich eine starke Schwarzauchmission aufgrund einer ungünstigen Gemischverteilung. Sehr frühe Einspritzzeitpunkte führen zu einem starken Wandauftrag von flüssigem Kraftstoff und einer wandnahen, fetten Verbrennung mit Rußbildung.

Die Strahlage bei der Konfiguration mit 120° Spritzkegelwinkel ist für einen Einspritzbereich zwischen 30 und 15 °KW vor OT optimiert, in welchem die Gemischverteilung aufgrund der wandgeführten Strömung des Einspritzstrahles gut funktioniert. Eine sehr gute Gemischverteilung kann auch durch ein Auftreffen des Einspritzstrahles auf den Muldenrand erreicht werden, was bei einem Ansteuerbeginn von 50 °KW vor OT der Fall ist. Der Strahlaufbruch und die Luftbeimischung werden durch die Kante hervorragend unterstützt. Durch die Quetschströmung bei Annäherung an OT wird der im Quetschspalt befindliche Kraftstoff wieder in die Kolbenmulde zurückgeschoben. Dadurch ergibt sich eine sehr homogene Gemischverteilung in der Mulde, wobei nur sehr wenig Kraftstoff im Quetschspalt verbleibt. Sehr ungünstig ist bei der

vorliegenden Brennraum-/ Düsenkonfiguration ein Ansteuerbeginn von 40-35 °KW vor OT, da hier der Einspritzstrahl senkrecht in den Muldenradius trifft. Der Impulsverlust dadurch führt dazu, dass die Gemischverteilung durch die strahlinduzierte Strömung nicht erfolgen kann. Die Folge ist eine örtlich sehr fette Verbrennung mit Rußbildung und hoher CO-Emission. Bei sehr frühen Ansteuerbeginnen gelangt der Kraftstoff in den Quetschpalt und von dort über den Feuersteg ins Motoröl. Zu beobachten ist dieser Effekt an dem starken Ansteigen des Kraftstoffverbrauchs und der Fehlsumme des Kraftstoffes (Δm_B).

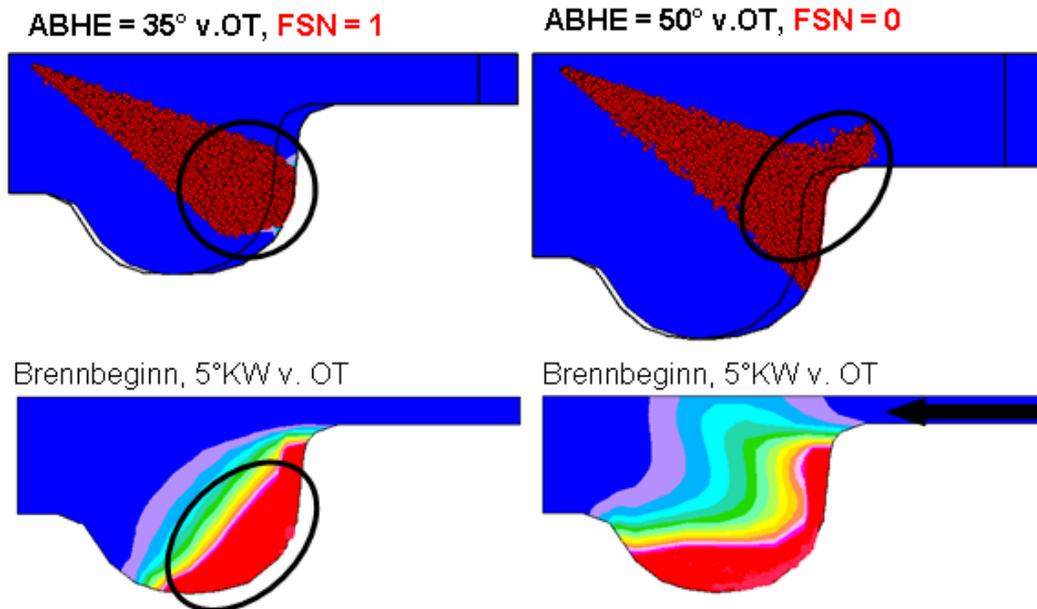


Abbildung 6.11: CFD-Simulation der Kraftstoffkonzentration bei einer Kolbenstellung zum Strahlaufreffzeitpunkt (oben) und bei Brennbeginn (unten). Betriebspunkt 2000/4: Drehzahl 2000/min, Einspritzmenge 18.5mm, Raildruck 1200 bar. Düse 8L-HD320/120°SKW, Mulde 80_1. Simulation: G. Barroso, ETH-Zürich

Das Verhalten eines schlechten und eines optimalen Strahlaufreffpunktes in der Mulde ist prinzipiell anhand der CFD-Simulation in Abbildung 6.11 zu sehen, bei der es sich nicht um die vorliegende Brennraum-/ Düsenkonfiguration handelt.

Die serienähnliche Kolbenmulde 153_1 in Kombination mit einer Düse mit 153° Spritzkegelwinkel zeigt im Bereich von 25 – 30 °KW vor OT den optimalen Ansteuerbeginn, da hier ebenfalls ein Auftreffen auf den Muldenrand mit intensivierter Gemischbildung erfolgt. Bei früheren Ansteuerbeginnen gelangt der Kraftstoff in den Quetschpalt, das zu einem starken Ansteigen der Ölverdünnung führt. Als Folge steigt der Kraftstoffverbrauch drastisch an.

Bemerkenswert ist, dass bei allen untersuchten Varianten und frühen Einspritzzeitpunkten eine problematisch hohe Ölverdünnung auftritt. Durch kleine Spritzkegelwinkel der Düse kann der flüssige Kraftstoff nur teilweise in der Kolbenmulde gehalten werden. Ein Teil prallt offensichtlich von der

Brennraumwand ab und gelangt über den Feuersteg ins Öl. Die HC-Emissionen steigen fast proportional mit der Ölverdünnung, d.h. als Entstehungsursache kann man den Auftrag von flüssigem Kraftstoff auf die Brennraumwände annehmen. Der flüssige Kraftstoff dampft während der Verbrennung von der Wand ab, kann dann aber durch den schnellen Temperaturabfall in der Expansion nicht mehr vollständig oxidieren und wird als HC-Emission im Abgas gemessen.

6.3.2 Obere Teillast

Zur Veranschaulichung der Auswirkungen der Düsen-/ Kolbenmuldenkombinationen auf die Gemischverteilung bietet sich ein hochlastiger Betriebspunkt an. Aufgrund der hohen Einspritzmenge werden hier die Unterschiede der Gemischverteilung anhand der Abgasemissionen und des Brennverlaufes deutlich.

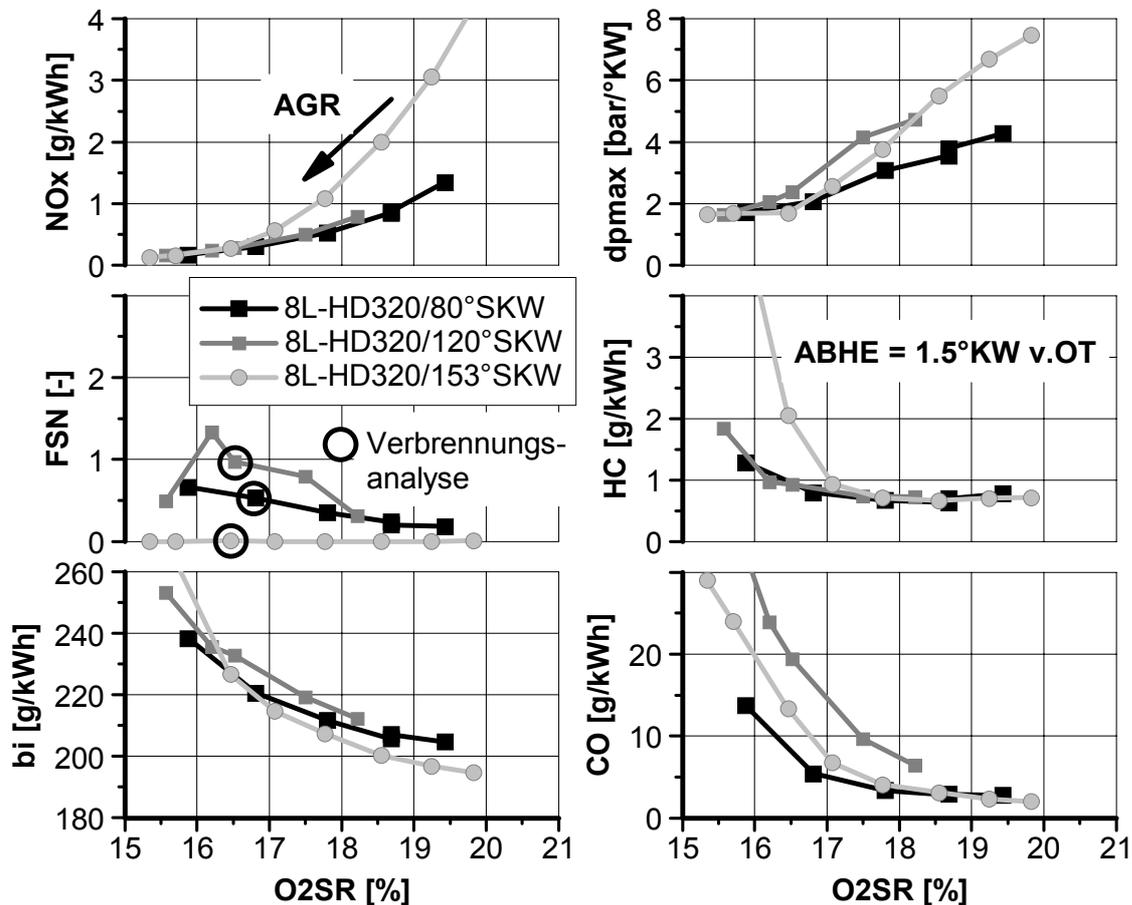


Abbildung 6.12: Betriebspunkt 2000/8 (Einspritzmenge $VE = 32 \text{ mm}^3$): Vergleich der Gemischbildungsverfahren mit 80, 120 und 153° Spritzkegelwinkel und den jeweils dazugehörigen Kolbenmuldengeometrien. AGR-Variation bei Blockeinspritzung. Drehzahl 2000/min, Raildruck 1200 bar.

Deutlich sind in Abbildung 6.12 die Nachteile der kleinen Spritzkegelwinkel hinsichtlich der Schwarzauchmission zu erkennen. Als Ursache hierfür wird

die ungünstigere Gemischverteilung angesehen. Besonders gute Rückschlüsse auf die Gemischverteilung und die daraus resultierenden lokalen Verbrennungstemperaturen können anhand der Stickoxidemission bei kleinen AGR-Raten gemacht werden: Eine mit der Direkteinspritzung erzielbare gute Gemischverteilung weist immer große Anteile an stöchiometrischem Gemisch auf, welche mit hoher Temperatur und hoher thermischer NO-Bildung verbrennen. Bei niedriger AGR-Rate zeigen die Düsen-/Muldenkombinationen mit 80° und 120° Spritzkegelwinkel eine im Vergleich zur 153°-Variante fast um den Faktor drei geringere Stickoxidemission. In Verbindung mit der höheren Schwarzrauchemission kann daraus auf eine Gemischverteilung mit einem hohen Anteil an sehr fettem Gemisch und niedriger Verbrennungstemperatur geschlossen werden.

Der Vergleich der Brennverläufe in Abbildung 6.13 bestätigt, dass mit der Düse 8L-HD320/153°SKW eindeutig die homogenste Gemischverteilung und damit die schnellste Verbrennung erreicht werden kann. Die Varianten mit kleinem Spritzkegelwinkel zeigen eine deutlich längere Ausbrandphase, in der die schlecht aufbereiteten Gemischanteile langsam oxidieren. Bemerkenswert ist die sehr schnelle und frühe Verbrennung der Düsen-/Muldenkombination mit 120° Spritzkegelwinkel. Offenbar wird sehr schnell ein zündfähiges Gemisch gebildet, gewisse, wahrscheinlich wandnahe Bereiche sind jedoch schlecht aufbereitet und führen zu einer langen Ausbrandphase und der Schwarzrauchemission.

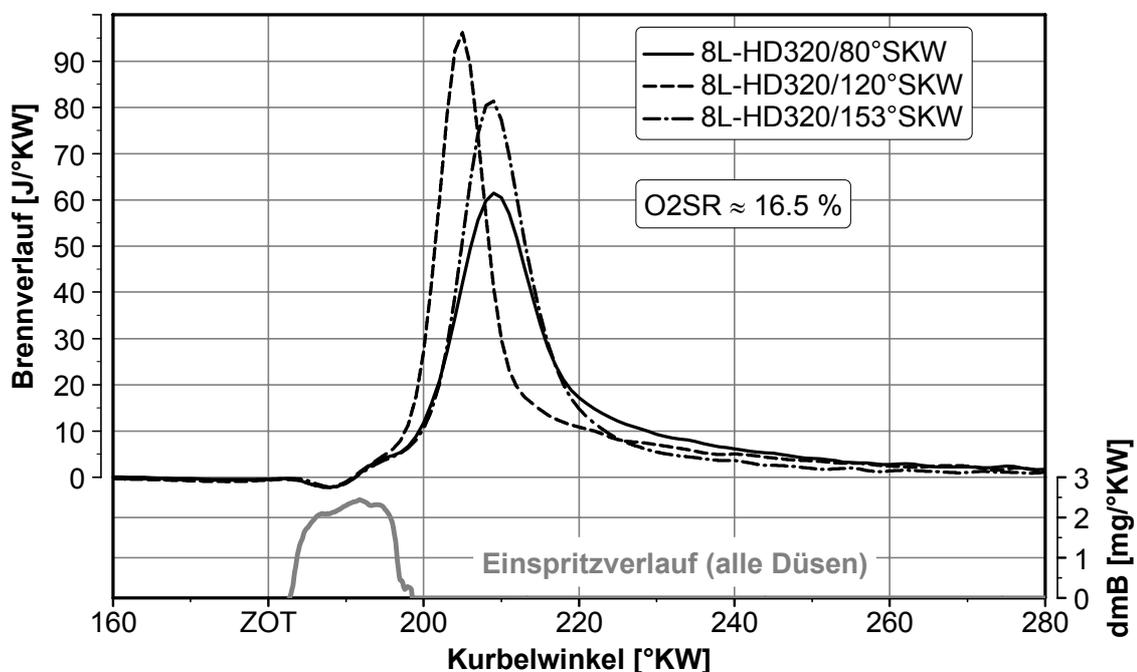


Abbildung 6.13: Brenn- und Einspritzverläufe am Betriebspunkt 2000/8 mit O2SR \approx 16.5 %. $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, Einspritzmenge 32 mm^3 , Raildruck 1200bar.

6.4 Potenzial der frühen Mehrfacheinspritzung

Wie in den vorhergehenden Kapiteln ausführlich erläutert, bietet ein früher Einspritzzeitpunkt deutliche Vorteile zur Darstellung eines homogenen Gemisches. Demgegenüber steht jedoch der gravierende Nachteil einer hohen flüssigen Strahleindringtiefe, welcher zu Wandfilmauftrag, Ölverdünnung und hohen HC-Emissionen führt. Die Verwendung einer Düse mit einem kleinen Spritzkegelwinkel vermeidet zwar geometrisch das Auftreffen von flüssigem Kraftstoff auf die Zylinderwand, es konnten jedoch nur geringe Vorteile hinsichtlich einer Reduzierung der Ölverdünnung nachgewiesen werden. Vermutlich prallt der flüssige Kraftstoff von der Kolbenmuldenwand ab und gelangt über den Quetschspaltbereich und den Feuersteg ins Öl.

Aufgrund der genannten Nachteile wird im Folgenden untersucht, inwieweit es möglich ist durch eine frühe Mehrfacheinspritzung eine gute Homogenisierung ohne Kraftstoffwandauftrag zu erreichen.

Die frühe Mehrfacheinspritzung bietet theoretisch folgende Vorteile:

- Verringerung des Kraftstoffwandauftrags durch eine reduzierte flüssige Strahleindringtiefe.
- Besserer Luftzutritt zur Strahlachse durch Unterbrechung des Einspritzvorgangs.
- Durch Drehung der Brennraumladung (Drall) gelangen die Teilmengen jeweils in Frischladungsbereiche.

Folgende Nachteile könnten jedoch auftreten:

- Höhere Injektorbelastung im Vergleich zur Blockeinspritzung.
- Größerer Kraftstoffmengenanteil, der im Sitzdrosselbereich eingespritzt wird → schlechtere Gemischaufbereitung.
- Schwankung der Gesamteinspritzmenge durch schlechte Kleinstmengenstabilität des Injektors.

6.4.1 Einspritzkammeruntersuchung der flüssigen Strahleindringtiefe

Aus den im Vorfeld durchgeführten motorischen Untersuchungen zur einfachen und mehrfachen frühen Einspritzung stellt sich der Kraftstoffwandauftrag bzw. die Ölverdünnung als kritisch für die Akzeptanz dieses Brennverfahrens heraus. Durch Messungen an der Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer soll der Einfluss folgender Parameter auf die flüssige Strahleindringtiefe geklärt werden:

- Einfluss der Brennraumbedingungen (Temperatur, Druck)

- Einfluss der Einspritzmenge
- Einfluss des hydraulischen Düsendurchflusses bzw. des Spritzlochdurchmessers

Die Bedingungen bezüglich Druck und Temperatur für die Kammeruntersuchungen werden aus den motorischen Messungen mittels Druckverlaufsanalyse bestimmt. In Abbildung 6.14 sind die resultierenden Druck- und Temperaturverläufe für zwei Betriebspunkte dargestellt. Aufgrund variierender Ansaugtemperaturen und AGR-Raten kann insbesondere der Temperaturverlauf in der Kompression in einem gewissen Bereich (schraffiert) liegen. Die obere und untere Grenze ist der Maximal- bzw. Minimalwert aller verfügbaren Messungen bei diesen Betriebspunkten.

Zur Unterscheidung der Einspritzbereiche werden drei Zonen mit konstantem Druck und konstanter Temperatur definiert. Die entsprechenden Drücke ergeben sich aus dem gemessenen Zylinderdruckverlauf, wobei in Zone 1 der Kammerdruck aus technischen Gründen anstatt der benötigten 4 bar auf 10 bar eingestellt werden musste. Nach [101] dominiert jedoch der Temperatureinfluss den Druckeinfluss auf die flüssige Strahleindringtiefe, wodurch aufgrund des um 6 bar höheren Drucks nur leicht unterschiedliche Ergebnisse zu erwarten sind.

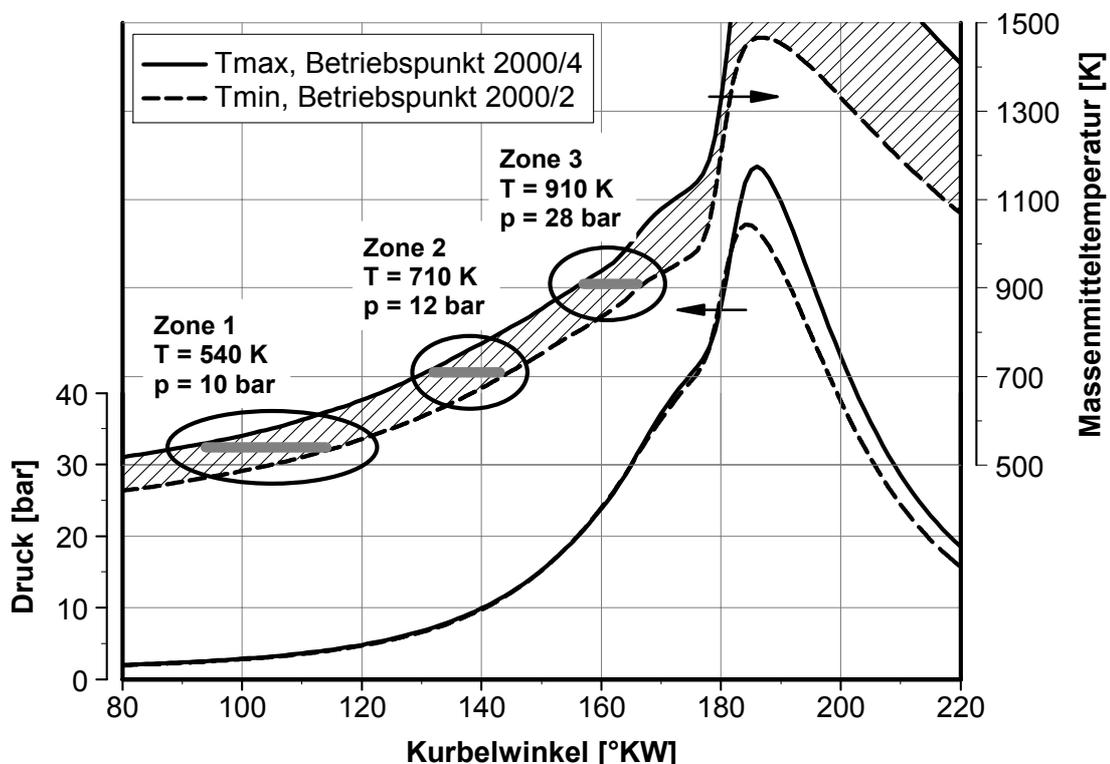


Abbildung 6.14: Festlegung der Kammerbedingungen (p , T) anhand einer Druckverlaufsanalyse der motorischen Messungen.

Das Versuchsprogramm mit den Parametervariationen (siehe Abbildung 6.15) ist so gestaltet, dass mit einem Minimum von Versuchen möglichst viele Abhängigkeiten deutlich werden.

Variierter Parameter	Abstufung
Kammertemperatur/ -druck	Zone 1-3 (siehe Abbildung 6.14)
Einspritzmenge	3 mm ³ ; 4.6 mm ³ ; 18.5 mm ³
Einspritzdruck	1200 bar
Düse bzw. Spritzlochdurchmesser/ hydraulischer Durchfluss	8L-HD240/153°SKW; 8L-HD320/153°SKW

Abbildung 6.15: Parametervariation bei den Untersuchungen an der Einspritzkammer

Das Ergebnis der Messungen ist in Abbildung 6.16 dargestellt. Bei frühen Einspritzzeitpunkten mit Temperaturen unterhalb der Siedetemperatur der höchst siedenden Kraftstoffkomponente (Zone 1) ergibt sich eine hohe flüssige Eindringtiefe. Eine Reduzierung der Einzeleinspritzmengen auf 3 mm³ ergibt keine deutliche Verringerung der Eindringtiefe, die Brennraumwand wird bereits nach 25 mm Weg getroffen.

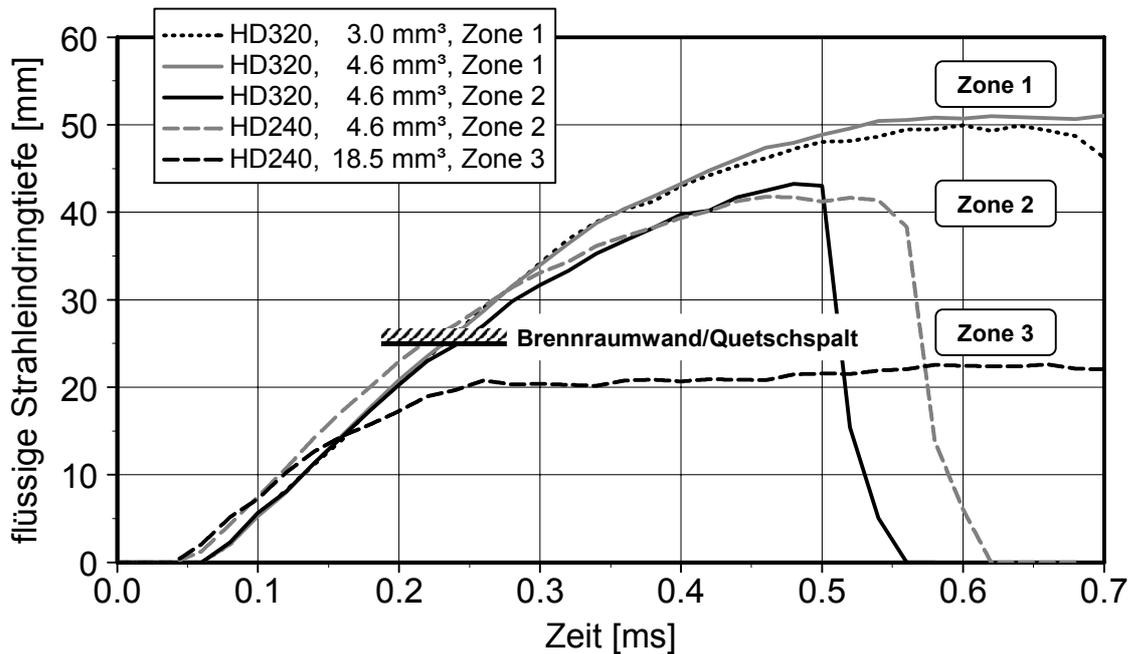


Abbildung 6.16: Eindringtiefe der Flüssigphase, Messung in der Einspritzkammer. Vergleich der Eindringtiefen bei verschiedenen Kammerbedingungen, Spritzlochdurchmessern und Einspritzmengen.

Bei etwas späteren Einspritzzeitpunkten, mit Brennraumbedingungen entsprechend Zone 2, ergibt sich eine deutliche Reduzierung der maximalen Eindringtiefe. Kraftstoffwandaufrag kommt dennoch zustande. Eine Reduzierung des hydraulischen Düsendurchflusses wirkt sich dagegen nur

äußerst gering aus. Bemerkenswert ist aber in diesem Zusammenhang das schnellere Düsenöffnen, bedingt durch einen höheren Druck im Düsensackloch. Dies führt u. a. auch zu einer Reduzierung des Sitzdrosseleffektes bei Düsen mit geringem HD-Wert und könnte für die Mehrfacheinspritzung von Vorteil sein.

Die einzige Ziel führende Einspritzstrategie zur Vermeidung des Wandauftrags von flüssigem Kraftstoff ist eine Blockeinspritzung nahe OT mit entsprechend hohen Temperaturen, vgl. Zone 3.

6.4.2 Motorische Untersuchungen

Zur Reduzierung der Freiheitsgrade bei der motorischen Untersuchung der Mehrfacheinspritzung werden die im Folgenden beschriebenen Einschränkungen gemacht. Die Injektorlebensdauer ist stark abhängig von der Anzahl der Einspritzungen. Aktuelle Serienkonzepte mit den für Mehrfacheinspritzung optimierten CRIP2.2 Injektoren verfügen über maximal vier Einspritzungen pro Arbeitsspiel. Aus diesem Grund werden für die Untersuchungen vier Einspritzungen als Obergrenze angesetzt. Eine geringere Anzahl von Einspritzungen macht aus Gründen der erforderlichen niedrigen Strahleindringtiefe wenig Sinn.

In Tabelle 6.1 sind die untersuchten Varianten der Mehrfacheinspritzung dargestellt. Zusätzlich zum hydraulischen Durchfluss (HD) von 320 cm³/30s wird eine Düse mit einem stark reduzierten Durchfluss von 240 cm³/30s untersucht. Der geringe HD führt zu einer Verringerung des Sitzdrosseleffektes, d.h. bei kleinen Einspritzmengen ergibt sich ein größerer Nadelhub und ein höherer effektiver Einspritzdruck am Spritzloch.

Betriebspunkt	Düse 8L-HD320/153°SKW		Düse 8L-HD240/153°SKW	
	DT = 300µs	DT = 600µs	DT = 300µs	DT = 600µs
2000/2	x		x	x
2000/4	x		x	x

Tabelle 6.1: Untersuchungsmatrix der frühen Mehrfacheinspritzung (DT = dwell time)

Variiert wird bei den Untersuchungen die Lage des Paketes der vier Einspritzungen (Ansteuerschwerpunkt, siehe Abbildung 6.17) und die Pausendauer (DT = dwell time) zwischen den Injektorbestromungen. Die minimal mögliche Pausendauer ist nach unten beschränkt durch die Mengestabilität und abhängig von den Einzeleinspritzmengen. Ein stabiles Verhalten mit kleinen Mengestreuerungen ergibt sich mit einer minimalen Pausendauer von 300 µs. Dieser Abstand ist wichtig für die Platzierung der Einzeleinspritzmengen in die Frischladungszonen und muss optimal auf die Ladungsrotation abgestimmt werden. Aus diesem Grund wird zusätzlich noch eine Pausendauer von 600 µs untersucht.

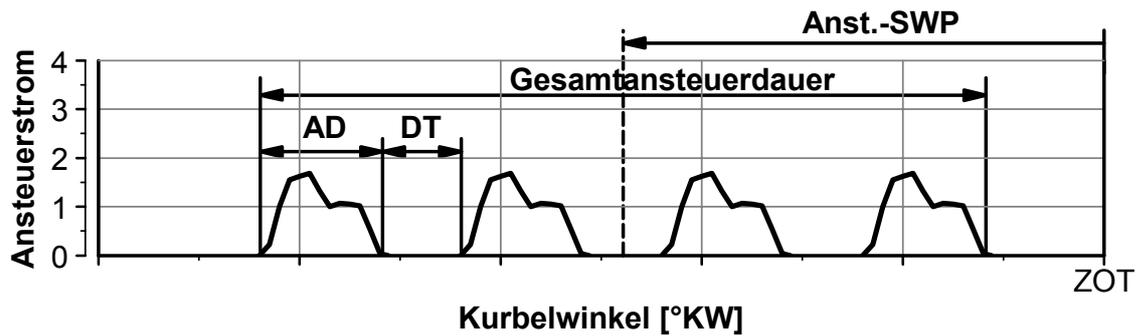


Abbildung 6.17: Einspritzschema bei äquidistanter Mehrfacheinspritzung, Definition des Ansteuerschwerpunkts (Anst.-SWP)

In einer ersten Messreihe wird der Einfluss der Lage des Paketes mit vier Einspritzungen bei einer minimal möglichen Pausendauer von $300 \mu\text{s}$ untersucht. Der Vergleich dieser Messungen mit einem Blockeinspritzungskonzept (nur eine Einspritzung) ist in Abbildung 6.18 dargestellt.

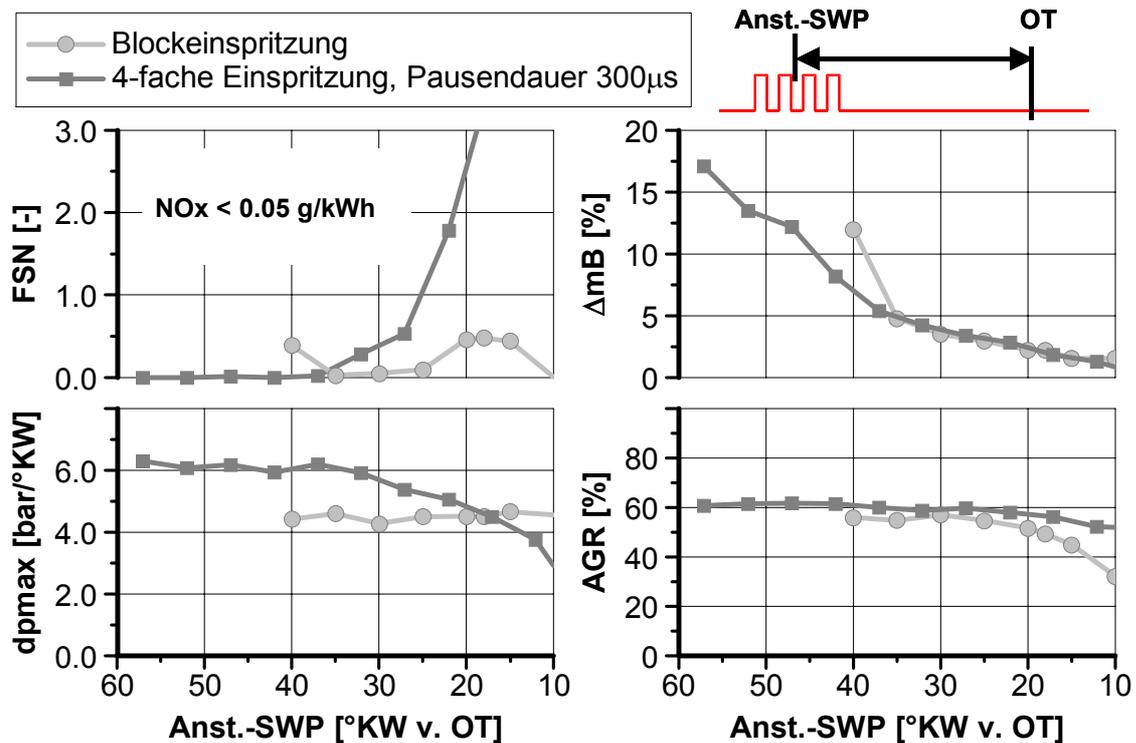


Abbildung 6.18: Betriebspunkt 2000/4 (18.5 mm^3 Einspritzmenge, Raildruck 1200 bar), Düse 8L-HD320/153°SKW, Mulde 153_1. Vergleich Mehrfacheinspritzung – Blockeinspritzung.

Aus Abbildung 6.18 wird deutlich, dass ein Konzept mit Mehrfacheinspritzung bei sehr frühen Einspritzzeitpunkten ($> 35^\circ\text{KW}$ vor OT, bei 153° Spritzkegelwinkel) signifikante Vorteile hinsichtlich geringerer Ölverdünnung bietet. Nachteilig wirkt sich bei dieser Strategie offensichtlich die gute Homogenität aus. Trotz höherer AGR-Raten liegen die maximalen Druckanstiege fast um 1.5

bar/°KW über dem Konzept mit Blockeinspritzung. Erklären lässt sich dieser Effekt durch eine andere Gemischverteilung, bei der große Anteile stöchiometrischen Gemisches mit entsprechend hoher Reaktionsgeschwindigkeit, vorliegen.

Eine spätere Einspritzstrategie ist mit der Mehrfacheinspritzung nicht realisierbar. Der Schwarzrauch steigt bei Ansteuerschwerpunkten später als 35 °KW vor OT deutlich an. Als Ursachen hierfür können die zu geringe Strahleindringtiefe, bzw. schlechte Luffterfassung und die zu lange Einspritzdauer angeführt werden. Die letzte Einspritzung erfolgt daher in die Flammzonen der vorangegangenen Einspritzungen, wodurch sich eine rußende, unter Luftmangel ablaufende Verbrennung ergibt.

Ein weiterer wichtiger Punkt der Untersuchungen ist der Einfluss der Pausendauer zwischen den einzelnen Einspritzvorgängen, welche bei optimaler Abstimmung die Homogenisierung verbessern kann. In Abbildung 6.19 sind AGR-Variationen bei zwei unterschiedlichen Pausendauern dargestellt.

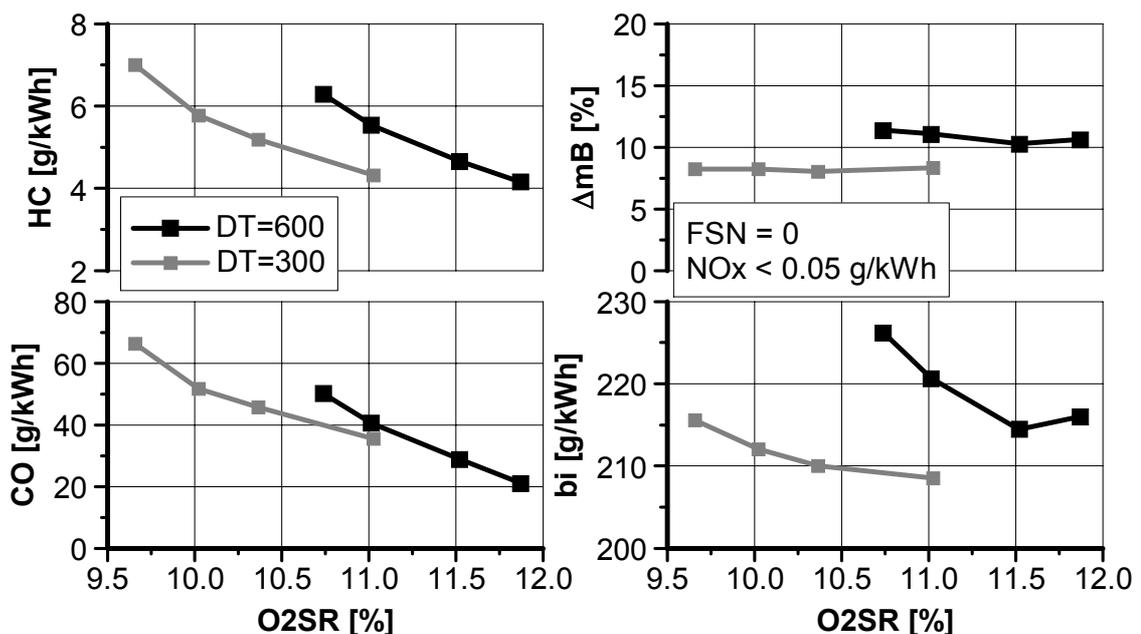


Abbildung 6.19: Betriebspunkt 2000/4, Düse 8L-HD240/153. Einfluss der Pausendauer (DT) bei Ansteuerschwerpunkt 42°KW v. OT und AGR-Variation in Abhängigkeit der Sauerstoffkonzentration im Saugrohr (O₂SR)

Es ergibt sich ein höherer Fehlbetrag des Kraftstoffes (ΔmB , Ölverdünnung) bei 600 μs Pausendauer, verursacht durch die früher erfolgende erste Einspritzung - bei konstant gehaltenem Ansteuerschwerpunkt. Dies ist die Hauptursache für den erhöhten Kraftstoffverbrauch. Die Emissionen an teilverbranntem Kraftstoff (CO + HC) sind bei konstanter Sauerstoffkonzentration im Saugrohr ebenfalls signifikant erhöht. Bemerkenswert ist außerdem die höhere AGR-Verträglichkeit bei geringer Pausendauer, d.h. es ist eine deutliche Reduzierung des

Sauerstoffgehalts der Zylinderladung möglich, ohne einen Verbrennungsaussetzer zu erhalten. In Summe bedeuten die o. g. Indizien, dass die geringe Pausendauer für die gegebene Hardwarekonfiguration (d. h. Einlasskanaldrall, Muldendrall und Einspritzhardware) eine deutlich verbesserte Gemischhomogenisierung bewirkt.

Das Potenzial der Mehrfacheinspritzung ist sehr stark an die Einspritzhardware, d.h. Injektor und Düse, gekoppelt. Kurze Pausendauern sind für die untersuchte Drallvariante wünschenswert. Weiteres Potenzial könnte sich durch eine Reduzierung des Sitzdrosseleffektes ergeben, da die Düsennadel durch die geringen Einspritzmengen nur Teilhübe ausführt. Das heißt, dass bei konstanter Einzeleinspritzmenge eine Düse mit geringerem HD-Wert größere Nadelhübe ausführt und demzufolge eine bessere Gemischaufbereitung durch einen größeren effektiven Einspritzdruck am Spritzloch aufweist. Im Folgenden wird untersucht in wie weit sich der HD-Wert auf die Ergebnisse auswirkt. In Abbildung 6.20 zeigt sich mit geringerem HD nur eine marginale Absenkung des Kraftstoffverbrauchs und -fehlbetrages, aber eine deutliche Verbesserung der HC-Emission. Das bestätigt die Theorie, dass eine Reduzierung des Sitzdrosseleffektes zu besseren Ergebnissen bei früher Mehrfacheinspritzung führt.

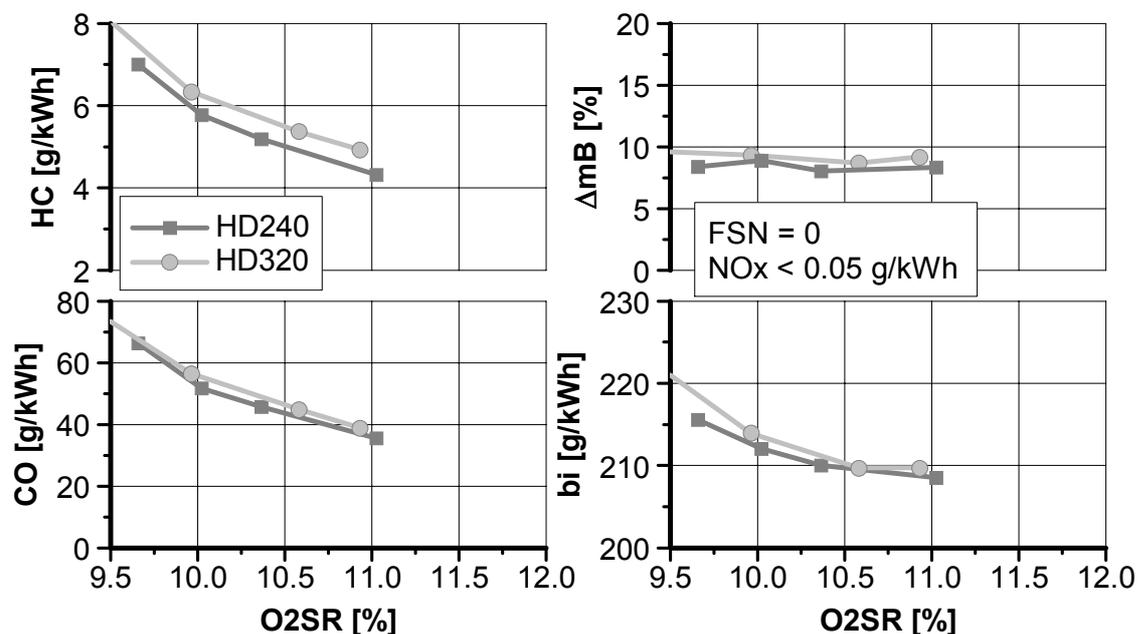


Abbildung 6.20: Einfluss des hydraulischen Düsendurchflusses (HD in cm³/30s @100bar). Betriebspunkt 2000/4, vier Einspritzungen, Pausendauer 300 μs, Ansteuer-schwerpunkt 42°KW v. OT, p_{CR}=1200bar, AGR-Variation.

Die höhere Homogenität bei früher Mehrfacheinspritzung lässt sich durch den Vergleich mit einem Blockeinspritzungskonzept nachweisen. In Abbildung 6.21 sind die Ergebnisse der Untersuchungen an einem niedriglastigen Betriebspunkt (2000/2) dargestellt. Aufgrund der geringen Motorlast kann die Abgasrückführtrate auf bis zu 10% reduziert werden, ohne den maximal

zulässigen Druckanstieg zu überschreiten. Bei niedrigen AGR-Raten wird die unterschiedliche Gemischverteilung der Konzepte mit Block- und 4-facher Einspritzung deutlich. Bei gleicher AGR-Rate ist die Stickoxidemission mit einer Mehrfacheinspritzung mehr als doppelt so hoch. Dadurch kann man auf einen großen stöchiometrischen Gemischanteil mit hoher Verbrennungstemperatur und Stickoxidbildung schließen. Bei einer Blockeinspritzung ist das Gemisch vor allem in Verbindung mit späteren Einspritzzeitpunkten deutlich heterogener, was zu einem langsameren Durchbrennen mit geringer Temperatur und Stickoxidbildung führt.

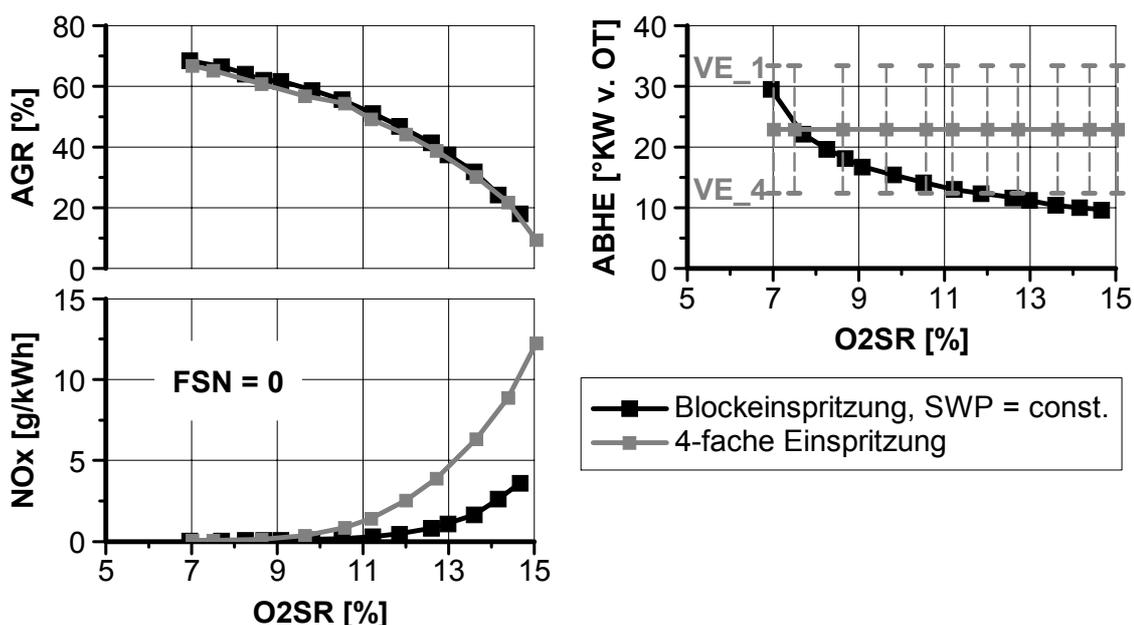


Abbildung 6.21: Vergleich der Gemischbildungsqualität einer Blockeinspritzung mit konstantem Verbrennungsschwerpunkt (SWP)- und einer 4-fachen Einspritzung. Betriebspunkt 2000/2, Einspritzmenge 12mm³, Raildruck 1200 bar. VE_1: 1. Einspritzung, VE_4: letzte Einspritzung

Zusammenfassend betrachtet bietet die Mehrfacheinspritzung ein hohes Potenzial zur Bildung eines gut homogenisierten Gemisches mit früher Einspritzstrategie. Allerdings führt dieser gut homogenisierte Gemischanteil, der nahe der Stöchiometrie liegt, zu einem schnellen Durchbrennen. Bei konstanter AGR-Rate ergibt sich dadurch im Vergleich zu einem Blockeinspritzkonzept ein größerer Druckanstieg bzw. ein höheres Verbrennungsgeräusch. Beim PKW-Einsatz dieses Brennverfahrens würde aus diesem Grunde ein Konzept mit Blockeinspritzung bevorzugt werden, das bei einem niedrigeren Verbrennungsgeräusch ein vergleichbares Emissionspotenzial und eine niedrigere Injektorbelastung bietet. Außerdem kritisch ist der Wandauftrag von flüssigem Kraftstoff und eine daraus resultierende Ölverdünnung, die bei den motorischen Messungen als 8 – 12% des eingespritzten Kraftstoffes bestimmt wurde. Der Wandauftrag von flüssigem Kraftstoff wird durch die Messungen an der Einspritzkammer bestätigt.

6.5 Einfluss der einspritzseitigen Gemischaufbereitung

Die einspritzseitige Gemischaufbereitung hat insbesondere bei Verfahren mit OT-naher Einspritzung und den damit verbundenen hohen Temperaturen und kurzen Zündverzugszeiten eine große Bedeutung. Das Gemisch muss während der kurzen Zündverzugszeit möglichst schnell aufbereitet werden um eine rußende Verbrennung in Zonen mit Luftverhältnissen kleiner als 0.5 zu vermeiden. Die im folgenden dargestellten Untersuchungen konzentrieren sich daher auf ein Verfahren mit OT-naher Einspritzstrategie.

6.5.1 Einspritzdruck

Eine Steigerung des Einspritzdruckes bewirkt bei einem gleich bleibenden Spritzlochdurchmesser eine Erhöhung der Düsenaustrittsgeschwindigkeit. Aufgrund der höheren Relativgeschwindigkeit nimmt der Impulsaustausch zwischen Tropfen und Zylinderladung zu [133], dadurch wird der Tropfenzerfall unterstützt und das Eindringen des Gases in den Strahl gesteigert. Bei konstanter Einspritzmenge wird außerdem die Einspritzdauer verkürzt, d.h. es kann mehr Kraftstoff während der Zündverzugsphase eingespritzt und aufbereitet werden.

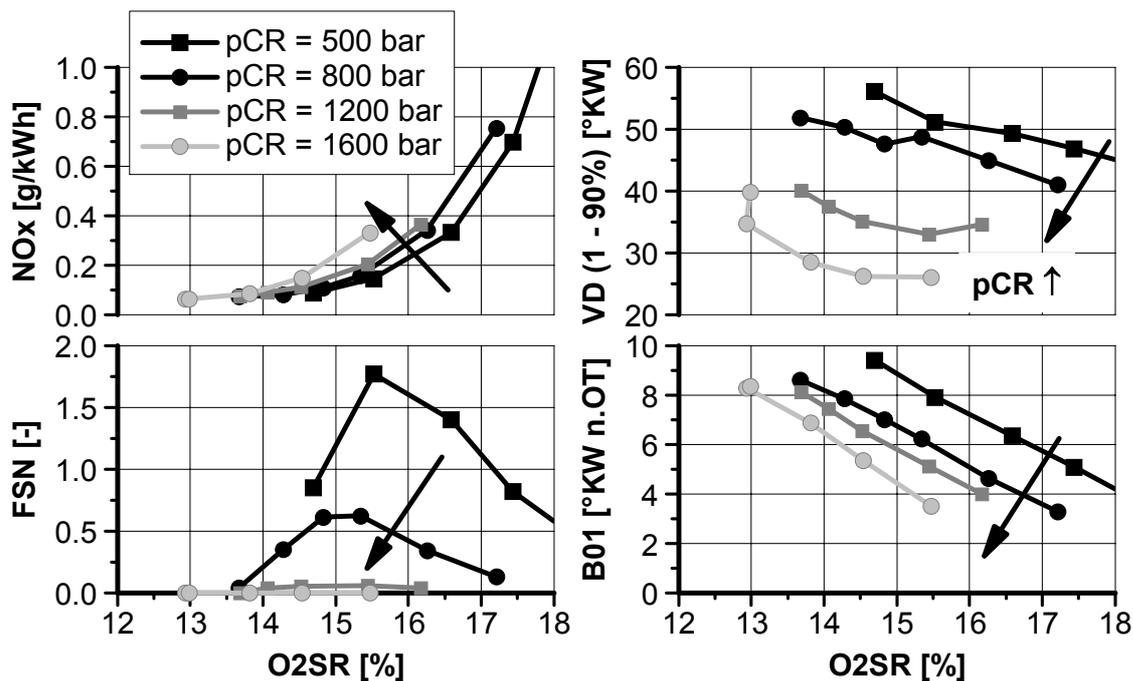


Abbildung 6.22: Einfluss des Einspritzdruckes auf Emissionen und Verbrennungsverlauf. Betriebspunkt 2000/4, Einspritzmenge 18.5mm^3 , Mulde 153_1, Düse: 8L-HD320/153°SKW, ABHE = 15°KW v. OT, AGR-Variation.

In Abbildung 6.22 sind die motorischen Ergebnisse einer Variation des Einspritzdruckes an einem Betriebspunkt mit OT-naher Einspritzung dargestellt. Die Stickoxidemissionen bei konstanter Sauerstoffkonzentration im Saugrohr steigen mit dem Einspritzdruck an. Das ist eine Folge der verbesserten

einspritzseitigen Gemischbildung, wodurch große Gemischanteile stöchiometrisch mit hoher Temperatur und Stickoxidbildung verbrennen. Die verbesserte Gemischaufbereitung führt außerdem ab einem Einspritzdruck von 1200 bar zu einer vollständig vorgemischten, schwarzrauchfreien Verbrennung. Dadurch ist es möglich, die Stickoxidemissionen ohne Schwarzrauchemission durch eine gesteigerte Abgasrückführung bis auf Werte $< 0.1 \text{ g/kWh}$ zu reduzieren.

Durch eine Erhöhung des Einspritzdruckes wird zum einen die Rate der Luftbeimischung in den Einspritzstrahl erhöht und zum anderen verringert sich der Tropfendurchmesser, was zu einer schnelleren Verdampfung führt [133]. Diese Faktoren führen zu einer schnelleren Aufbereitung eines zündfähigen Gemisches. Dadurch verschiebt sich der 1 %-Umsatzpunkt (B01), d.h. der Beginn der Verbrennung, mit steigendem Einspritzdruck nach „früh“, siehe Abbildung 6.22. Die Verbrennungsdauer verkürzt sich sowohl durch die geringere Einspritzdauer als auch durch die bessere Gemischaufbereitung. Dadurch steigt allerdings auch der Druckgradient an. Will man den positiven Effekt der besseren Gemischaufbereitung bei höherem Einspritzdruck bei gleichem Druckgradienten mitnehmen, so muss die maximale Einspritzrate konstant gehalten werden, z.B. durch einen reduzierten Düsendurchfluss.

6.5.2 Spritzlochgeometrie

Die Geometrie der Spritzlöcher bestimmt maßgeblich die Strömungsverhältnisse durch eine unterschiedliche Wandlung von Druck- in Geschwindigkeitsenergie [9]. Wichtige geometrische Einflussgrößen sind die Konizität, der Verrundungsgrad des Austritts und Eintritts, der Durchmesser und das Verhältnis Länge/Durchmesser (L/D).

Bei den folgenden Untersuchungen werden die Parameter Spritzlochdurchmesser, Konizität und L/D variiert. Ausgehend von der Basisdüse mit einem hydraulischem Durchfluss (HD) von $320 \text{ cm}^3/30\text{s}@100\text{bar}$ und der Konizität $ks_{1,5}$ wird durch eine Verringerung des Spritzlochdurchmessers – bei gegebener Lochgeometrie – der HD auf 240 reduziert. Dadurch ist eine gesteigerte Strömungsgeschwindigkeit am Spritzlochaustritt gegeben, die zu einer signifikant besseren Strahlerstäubung führt. In Abbildung 6.23 sind die Ergebnisse der AGR-Variation dargestellt. Im Bereich hoher Abgasrückführaten (geringe O₂SR-Konzentration) zeigt die Düse mit HD240 einen deutlich reduzierten Schwarzrauch; dieses lässt auf eine bessere Gemischaufbereitung schließen. Die Verbrennungsdauer und der Druckanstieg werden durch die geringere Einspritzrate der Düse mit HD240 verlangsamt bzw. verringert.

Die beiden untersuchten Varianten mit ks1,5 Spritzlochgeometrie zielen auf eine Steigerung des hydraulischen Wirkungsgrades, d.h. eine Steigerung der Austrittsgeschwindigkeit und dadurch verbesserten sekundären Strahlerfall hin. Der primäre Strahlerfall wird durch diese Maßnahmen reduziert und der Strahlaufbruch im Brennraum findet bei diesen Düsen später statt.

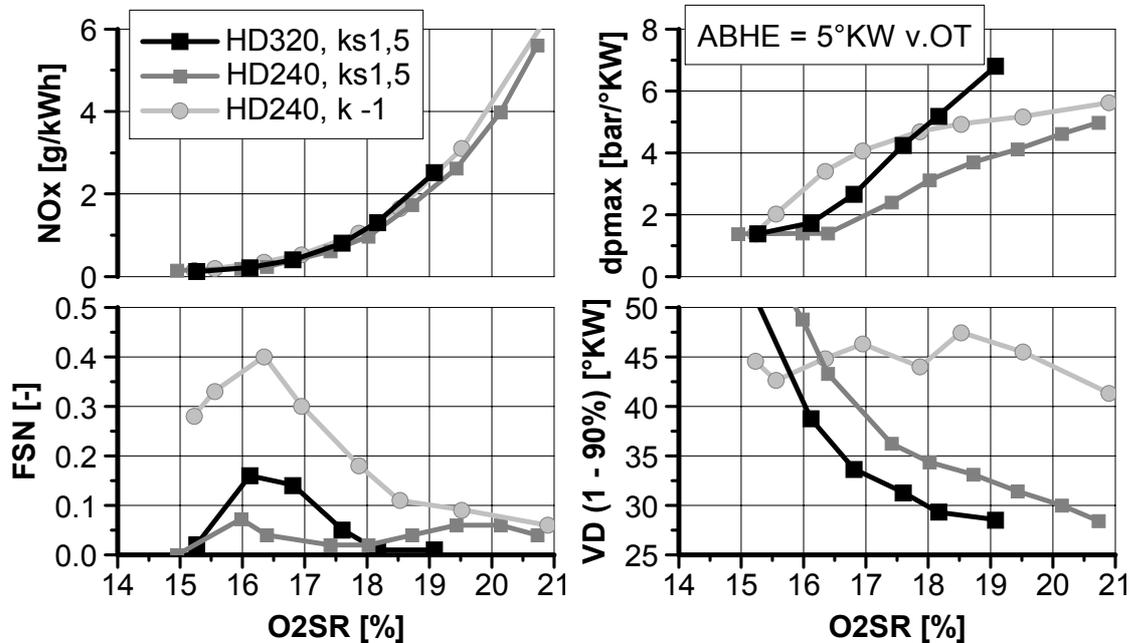


Abbildung 6.23: Einfluss der Spritzlochgeometrie auf Emissionen und Verbrennungsverlauf. Betriebspunkt 2000/6, Einspritzmenge 25mm³, Raildruck 1200bar, AGR-Variation. Mulde 153_1, Düsen: 8-Loch mit 153°SKW.

Der Einfluss eines erhöhten primären Strahlerfalls durch Kavitation und eines früher erfolgenden Strahlaufbruchs wird mit einer Düse mit divergierender Konizität und geringer HE-Verrundung (HD240, k-1) untersucht (siehe Abbildung 6.23). Vor allem bei hohen AGR-Raten zeigt sich eine deutlich höhere Schwarzauchmission. Bemerkenswert ist auch, dass die Verbrennungsdauer im Gegensatz zu den ks1,5 Düsen kaum Abhängigkeit von der AGR-Rate zeigt. Dies lässt auf eine Diffusionsverbrennung von schlecht aufbereitetem Kraftstoff schließen, bei der die physikalischen Mischungsvorgänge und nicht die Chemie geschwindigkeitsbestimmend sind. Bei hohen AGR-Raten bzw. Sauerstoffkonzentrationen <18% liegt der Druckgradient deutlich über den ks-Düsen, da ein Teil des Kraftstoffes nahezu stöchiometrisch vorgemischt mit hoher Umsatzrate verbrennt.

6.6 Einflussgrößen des Luftpfades

In diesem Kapitel wird der Einfluss von Parametern betrachtet, die in dieser Variationsbreite nur an einem Einzylindermotor mit Fremdaufladung und externen Konditioniersystemen für Abgasrückführung, Ladeluft und Abgasgegendruck untersucht werden können. Ausgehend von den Ergebnissen dieser Grundlagenuntersuchungen können notwendige Anforderungen an Turbolader, AGR-Strecke und -Kühler für einen Vollmotor abgeleitet werden.

6.6.1 Abgasrückführrate

Aus den vorangegangenen Untersuchungen wird die hohe Bedeutung der Abgasrückführung für (teil-)homogene Brennverfahren ersichtlich. In diesem Kapitel werden die genauen Wirkmechanismen der Abgasrückführung (AGR) auf die (teil-) homogenen Brennverfahren genauer betrachtet. Die Untersuchungen werden an dem Betriebspunkt 2000/2 mit niedriger Motorlast durchgeführt, da hier die AGR-Rate in weiten Bereichen variiert werden kann.

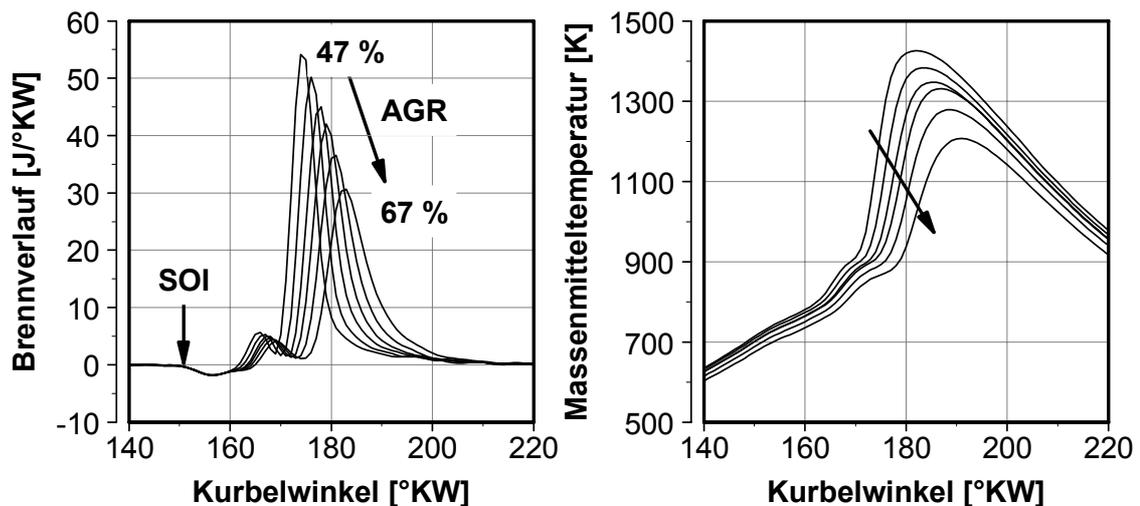


Abbildung 6.24: Einfluss der AGR auf Brennverlauf und Massenmitteltemperatur. Betriebspunkt 2000/2, Einspritzmenge 12mm^3 , Mulde 153_1, Düse 8L-HD240/153°SKW, ABHE = 35°KW v.OT, $p_{\text{CR}} = 1200\text{bar}$, $T_2 = 40^\circ\text{C}$, $p_2 = 1070\text{ mbar}$.

In Abbildung 6.24 ist eine Variation mit einer frühen Einspritzstrategie dargestellt. Die Ansaugtemperatur nach der AGR-Zumischung ist konstant auf 40°C eingestellt. Die AGR bewirkt eine Verlängerung des Zündverzuges und der Brenndauer der cool-flame als auch der hot flame. Die Auswirkung auf die hot-flame ist deutlich größer. Es wird die maximale Umsatzrate als auch der für das Verbrennungsgeräusch verantwortliche maximale Druckgradient reduziert. Die Massenmitteltemperatur vor und nach dem Beginn der Verbrennung wird durch die höhere Wärmekapazität der Zylinderladung deutlich reduziert.

Die beobachteten Effekte der AGR - Verlängerung des Zündverzuges und der Brenndauer, Verringerung der Gastemperaturen - können in der Realität nicht voneinander getrennt werden. Nach [134] treten folgende Wirkmechanismen bei AGR auf:

- Reduzierung der O_2 -Konzentration; Verringerung der Reaktionsgeschwindigkeit.
- Erhöhung der spezifischen Wärmekapazität der Zylinderladung durch die Verbrennungsprodukte CO_2 und H_2O .

Der Einfluss der verringerten Sauerstoffkonzentration der Zylinderladung ist nach [134] der dominierende Effekt der AGR. Bei den motorischen Messungen zeigt sich insbesondere bei hohen AGR-Raten eine starke Sensitivität der Verbrennung. Veränderungen um wenige Prozent können hohe Druckgradienten oder Aussetzer verursachen. In Abbildung 6.25 (links) ist die Ursache für dieses Verhalten ersichtlich. Bei allen untersuchten Betriebspunkten ist bei hohen AGR-Raten eine stark nichtlineare Abnahme der Sauerstoffkonzentration zu verzeichnen. Die geringere Änderung bei niedrigen AGR-Raten ist darauf zurückzuführen, dass das zurückgeführte Abgas bei hohem Luftüberschuss noch viel Restsauerstoff enthält. Um dieses Verhalten besser einschätzen zu können, wird von [128] die Verwendung eines Sauerstoffverhältnisses λ_{O_2} vorgeschlagen (siehe Abbildung 6.25, rechts). Zum Vergleich ist das aus angesaugter Luftmenge und eingespritzter Kraftstoffmenge berechnete Luftverhältnis λ dargestellt, das den nichtlinearen Effekt der O_2 -Konzentration nicht wiedergibt.

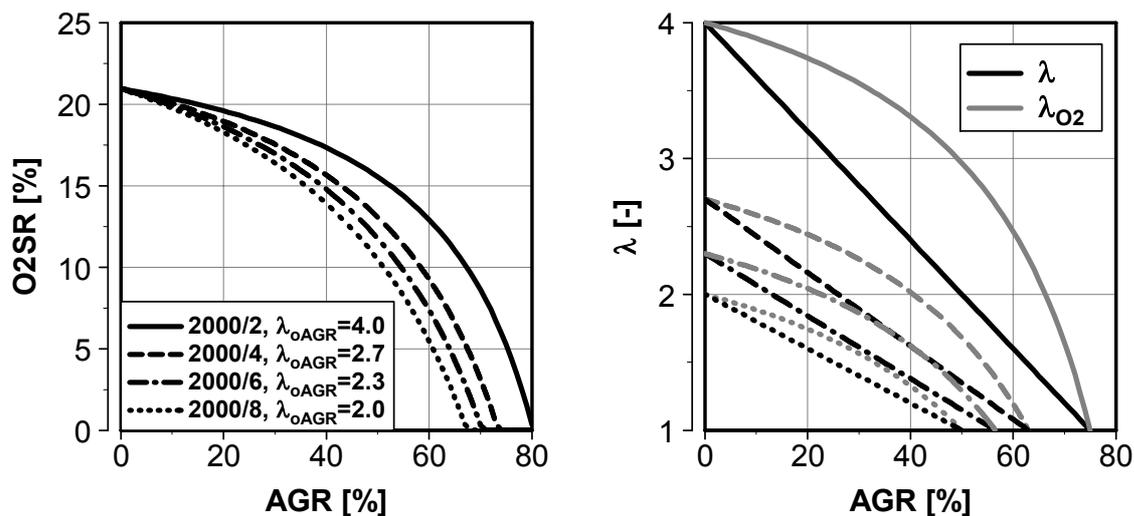


Abbildung 6.25: Sauerstoffkonzentration im Saugrohr (O_2SR) und Luftverhältnisse bei Variation der AGR-Rate. Betriebspunkte 2000/2/4/6/8.

Ein weiterer Wirkmechanismus der AGR ist die Erhöhung der spezifischen Wärmekapazität der Zylinderladung, da die zurückgeführten Verbrennungs-

produkte CO_2 und insbesondere H_2O deutlich höhere Wärmekapazitäten als Luft aufweisen (siehe Abbildung 6.26, links). Im Extremfall der dieselmotorischen Verbrennung mit einem stöchiometrischen Luftverhältnis ($\lambda_V=1$) ist eine Anhebung der spezifischen Wärmekapazität der Zylinderladung, bei typischen Temperaturen in der Kompression, um ca. 10% möglich. Betriebspunkte mit einem geringen Luftverhältnis ohne AGR (λ_{oAGR}) benötigen für die gleiche Anhebung der Wärmekapazität eine geringere AGR-Rate, da allein der Anteil an Verbrennungsprodukten entscheidend ist (siehe Abbildung 6.26, links). Die Randbedingungen hinsichtlich Druck und Temperatur für diesen Vergleich entsprechen den Bedingungen bei Auftreten der Niedertemperaturreaktionen bei $T = 750 \text{ K}$. Die Temperaturabsenkung und die Erhöhung der Wärmekapazität der Zylinderladung sind umgekehrt proportional zueinander. Das heißt eine 10%ige Erhöhung der spezifischen Wärmekapazität bewirkt eine 10%ige Absenkung der Gastemperaturen. Der Einfluss der Temperatur auf die Reaktionsgeschwindigkeit jedoch ist exponentiell. Geringfügige Änderungen der Ladungszusammensetzung bzw. Wärmekapazität wirken sich stark auf die Verbrennungs- und NO -Bildungsreaktionen aus; dies ist vor allem bei hohen AGR-Raten relevant.

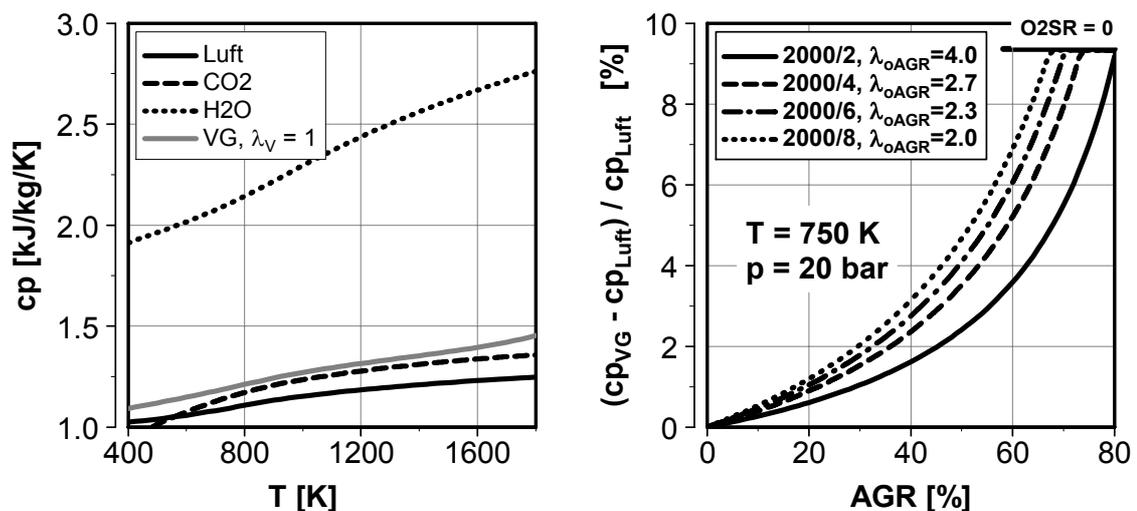


Abbildung 6.26: Spezifische Wärmekapazität von Verbrennungsgas (VG) und Komponenten in Abhängigkeit der Temperatur (links). Relative Änderung der spez. Wärmekapazität der Zylinderladung durch AGR bei den Betriebspunkten 2000/2/4/6/8 und Randbedingungen der Kompression.

Neben der Verlangsamung der Verbrennungsreaktionen und der damit verbundenen Reduzierung des Druckgradienten ist ein weiteres Motiv zur Verwendung der Abgasrückführung bei direkteinspritzenden (teil-)homogenen Brennverfahren die Reduzierung der Stickoxidemissionen. Aufgrund der vollständig vorgemischten Verbrennung mit großen stöchiometrischen Anteilen ist die Stickoxidemission ohne AGR bei diesen Verfahren deutlich höher als bei konventionellen Dieselmotoren mit einem großen Anteil an

Sprayverbrennung. In Abbildung 6.27 sind die Emissionsergebnisse zweier Betriebspunkte mit (teil-)homogenen Brennverfahren dargestellt. Interessant ist das Verhalten der Stickoxidemissionen in Abhängigkeit der Sauerstoffkonzentration O₂SR. Der Betriebspunkt mit höherer Motorlast kann aufgrund der sonst zu hohen Druckgradienten nur mit sehr hoher AGR bzw. niedrigem O₂SR betrieben werden. Die spezifische Wärmekapazität der Zylinderladung erhöht sich überproportional mit sinkender Sauerstoffkonzentration, damit wird auch die lokale Verbrennungstemperatur überproportional abgesenkt. Dennoch ist nur eine degressive Absenkung der eigentlich exponentiell von der Temperatur abhängigen thermischen Stickoxidbildung zu beobachten. Dies ergibt die Schlussfolgerung, dass bei niedrigen Verbrennungstemperaturen durch AGR die Stickoxidbildung nach anderen Mechanismen abläuft, beispielsweise über N₂O [135].

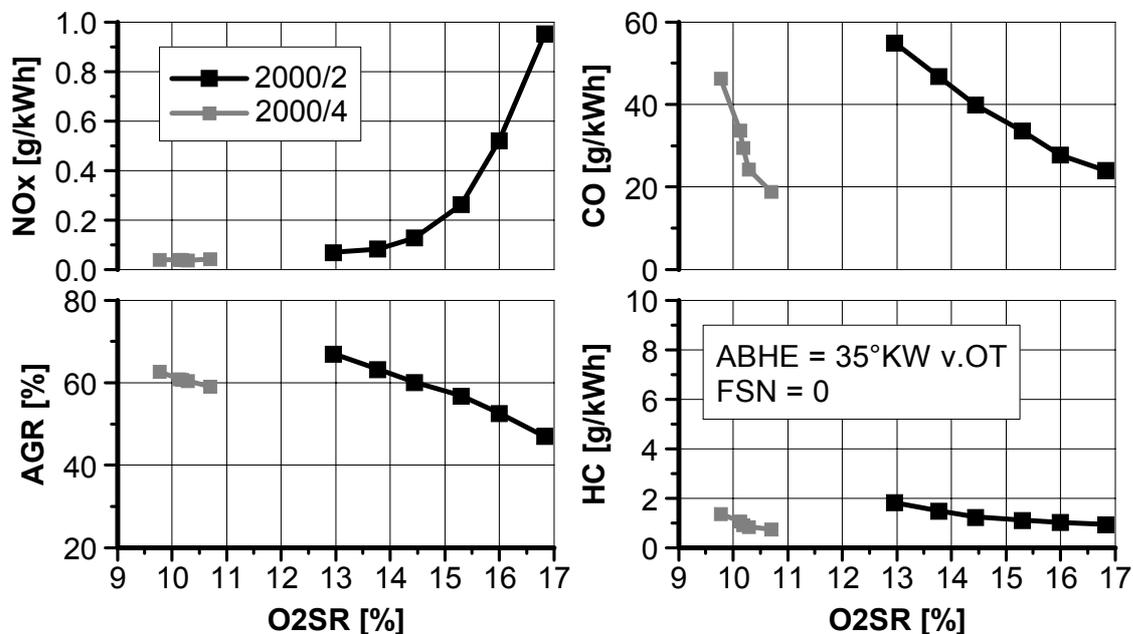


Abbildung 6.27: Emissionsergebnisse der Betriebspunkte 2000/2 und 2000/4, Mulde 153_1, Düse 8L-HD240/153°SKW, ABHE = 35°KW v.OT, p_{CR} = 1200bar, T₂ = 40°C, AGR-Variation.

Der Einfluss der Abgasrückführung auf die CO- und HC-Emissionen besteht im Wesentlichen aus drei Wirkmechanismen. Zum einen reduziert sich mit steigender AGR das Sauerstoffangebot zur Nachoxidation, zum anderen verlagert sich die Verbrennung nach „spät“, wodurch das gesamte Temperaturniveau im Zylinder abgesenkt wird und sich die Bedingungen zur Nachoxidation nochmals verschlechtern. Der dritte Wirkmechanismus wird am Vergleich der zwei Betriebspunkte bei unterschiedlicher Motorlast in Abbildung 6.27 deutlich. Trotz der deutlich geringeren Sauerstoffkonzentration weist der höherlastige Betriebspunkt 2000/4 im Vergleich zum Betriebspunkt 2000/2 ähnliche CO- und HC-Emissionen auf. Die Ursache dafür ist in der räumlichen

Verteilung von Luftverhältnis und Verbrennungstemperatur begründet. Das global höhere Luftverhältnis des Betriebspunkts 2000/2 führt zu ausgemagerten Bereichen, die mit niedriger Temperatur nur teilweise oxidieren. Verstärkt wird dieser Effekt außerdem durch die niedrigere Massenmitteltemperatur während der Verbrennung durch eine geringere zugeführte Kraftstoffenergie bei nur leicht höherer Zylindermasse.

6.6.2 Ansaug- bzw. Abgasrückführ-Temperatur

Die Ansaugtemperatur eines Motors im realen Fahrzeugbetrieb variiert in weiten Bereichen und wird hauptsächlich von der Temperatur der Umgebungsluft und vom aktuellen Fahrzustand bzw. Betriebspunkt beeinflusst. Die Untersuchung des Temperatureinflusses auf die (teil-)homogene Verbrennung am Einzylindermotor soll lediglich die Abhängigkeit des Brennverfahrens von dieser Größe deutlich machen. Die eventuelle Notwendigkeit einer Temperaturregelung bzw. -vorsteuerung der Ansaugluft und der Abgasrückführung könnte die Akzeptanz eines Brennverfahrens aufgrund der höheren Kosten reduzieren.

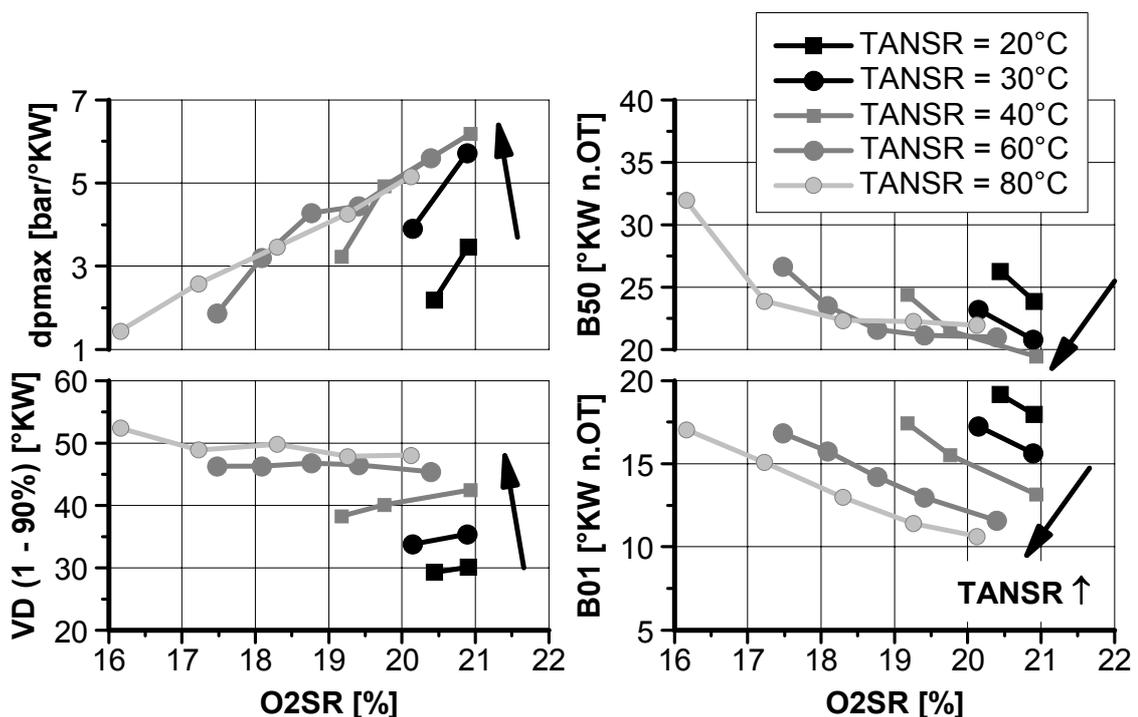


Abbildung 6.28: Einfluss der Ansaugtemperatur auf den Verbrennungsverlauf und den Druckgradienten. Betriebspunkt 2000/6, Mulde 80_1, Düse 8L-HD320/80°SKW, Blockeinspritzung ABHE = 2.5°KW v.OT, p_{CR} = 1200 bar, p₂ = 1250 mbar, AGR-Variation.

Besonders interessant ist die Auswirkung auf ein Brennverfahren mit OT-naher Einspritzung und geringem Zündverzug. In Abbildung 6.28 ist eine AGR-

Variation bei unterschiedlichen Mischtemperaturen nach AGR Zumischung (TANSR) dargestellt. Die Mischtemperatur wird durch Variation der Ansauglufttemperatur eingestellt. Die AGR-Temperatur befindet sich dabei immer oberhalb des Taupunkts, so dass keine Kondensation auftritt. Der Brennbeginn (B01) verschiebt sich mit steigender Ansaugtemperatur nach „früh“, da der Zündverzug durch die steigende Gastemperatur verkürzt wird. Der 50%-Umsatzpunkt wird ähnlich dem Druckgradienten hauptsächlich durch die AGR-Rate beeinflusst, lediglich bei 20°C Ansaugtemperatur ist eine signifikante Spätverlagerung der Verbrennung und ein daraus resultierender geringer Druckgradient zu beobachten.

Die Verbrennungsdauer steigt mit der Ansaugtemperatur, da aufgrund des geringeren Zündverzuges der langsam verbrennende Diffusionsanteil zunimmt. In Abbildung 6.29 ist der zunehmende Diffusionsanteil der Verbrennung mit steigender Ansaugtemperatur zu erkennen. Bei 80 °C Ansaugtemperatur und 8 % AGR-Rate ist eine lange Ausbrennphase zu beobachten. Mit einer höheren AGR-Rate von 26% kann der Vormischanteil durch einen verlängerten Zündverzug wieder signifikant vergrößert werden.

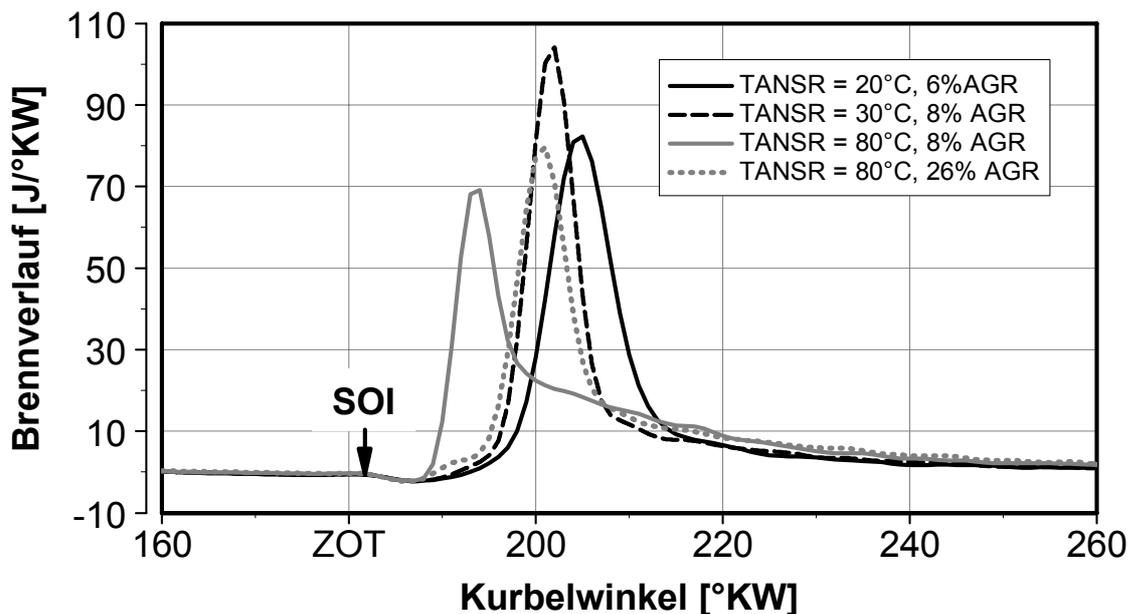


Abbildung 6.29: Brennverläufe bei unterschiedlichen Ansaugtemperaturen und AGR-Raten.. Betriebspunkt 2000/6, Mulde 80_1, Düse 8L-HD320/80°SKW, Blockeinspritzung ABHE = 2.5°KW v.OT, $p_{CR} = 1200$ bar.

Der zunehmende Diffusionsanteil mit steigender Ansaugtemperatur führt zu einer höheren Schwarzrauchemission durch eine lokal fette Verbrennung, siehe Abbildung 6.30. Problematisch sind die hohen HC- und CO-Emissionen bei niedriger Ansaugtemperatur. Die niedrige Gastemperatur führt zu einer höheren flüssigen Strahleindringtiefe und zu Kraftstoffwandaanlagerung. Der angelagerte Kraftstoff dampft während der spätliegenden Verbrennung ab und wird nur

teilweise verbrannt. Eine weitere Quelle für die HC- und CO-Emissionen sind ausgemagerte, kalt verbrennende Gemischbereiche und Gemisch aus den Spalträumen. Durch eine höhere Ansaugtemperatur werden diese HC- und CO-Emissionen stark vermindert, da zum einen die Gastemperatur im gesamten Hochdruckteil angehoben wird und die Nachoxidation von unverbrannten Anteilen fördert. Zum anderen führt der dadurch verkürzte Zündverzug zu einer früheren Verbrennungslage mit einer höheren Massenmitteltemperatur und einer längeren Verweildauer des Gemisches bei hohen Temperaturen. Die AGR verschlechtert allerdings die Bedingungen für niedrige HC- und CO-Emissionen durch eine Absenkung der Flammentemperatur und ein verringertes Sauerstoffangebot.

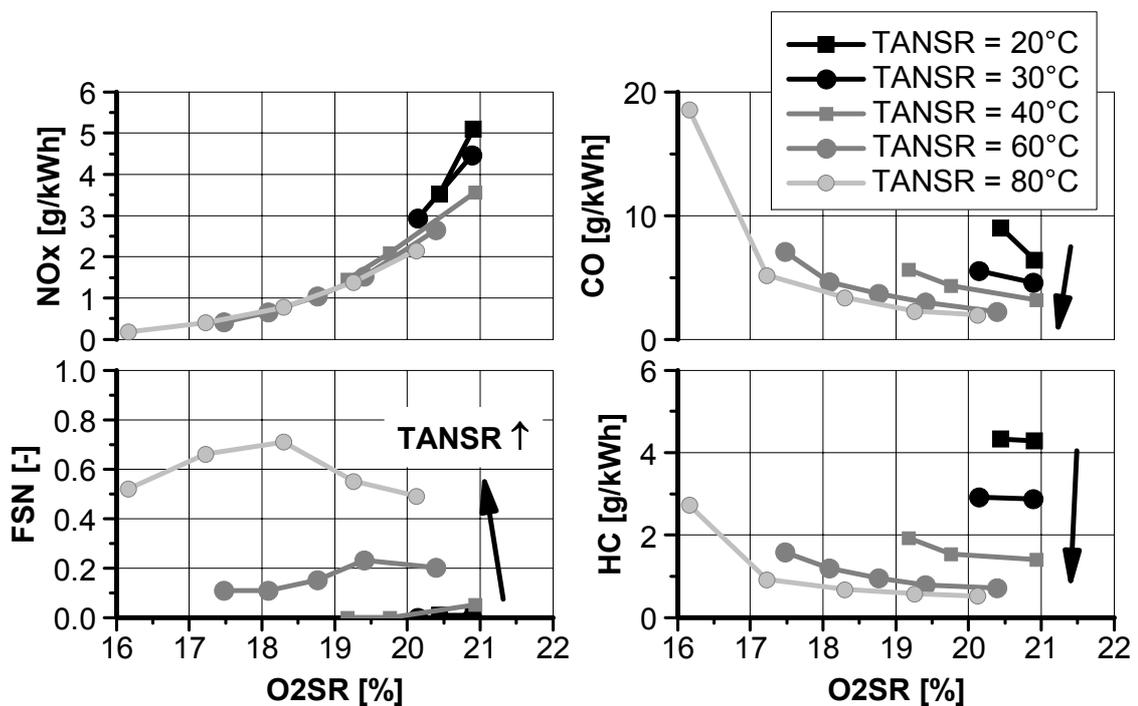


Abbildung 6.30: Einfluss der Ansaugtemperatur auf die Abgasemissionen. Betriebspunkt 2000/6, Mulde 80_1, Düse 8L-HD320/80°SKW, Blockeinspritzung ABHE = 2.5°KW v.OT, pCR = 1200 bar, AGR-Variation.

Niedrige Ansaugtemperaturen zeigen zwar Nachteile hinsichtlich der HC- und CO-Emissionen, jedoch kann der Ruß-NOx Trade-Off deutlich verbessert werden. In Abbildung 6.31 ist ein Vergleich dargestellt, wie sich eine extrem starke geregelte AGR-Kühlung auf Emissionen und Verbrauch auswirkt. Die unregelmäßige AGR-Kühlung führt zu einem Ansteigen der Ansaugtemperatur durch einen höheren AGR-Massenstrom bei konstanter Kühlleistung. Dadurch wird der Zündverzug verkürzt, was zu einer geringeren Homogenität des Gemisches und Schwarzauchemissionen führt. Durch einen größeren AGR-Kühler mit geregelter Leistung mittels Bypass-Klappe kann die Ansaugtemperatur konstant bei 40°C gehalten werden. Dadurch ergibt sich auch bei

hohen AGR-Raten keine Verkürzung des Zündverzugs mit der daraus resultierenden Schwarzausmission. Durch die niedrigere Starttemperatur des Arbeitsprozesses wird außerdem der Wirkungsgrad verbessert, wodurch der Kraftstoffverbrauch sinkt. Die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Starttemperatur resultiert aus der Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazität der Zylinderladung. Mit steigender Temperatur erhöht sich die spezifische Wärmekapazität und der Wirkungsgrad verringert sich.

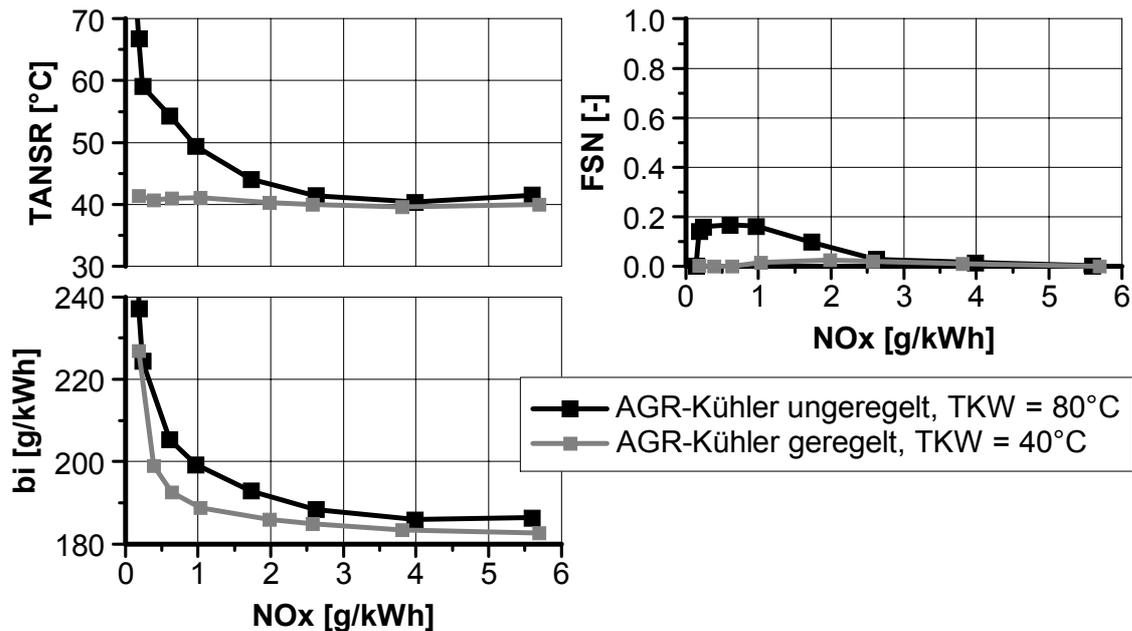


Abbildung 6.31: Einfluss der AGR-Kühlung auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch. Betriebspunkt 2000/6, Mulde 153_1, Düse 8L-HD240/153°SKW, Blockeinspritzung ABHE = 5°KW v.OT, $p_{CR} = 1200$ bar, AGR-Variation.

Zusammenfassend betrachtet bietet eine starke AGR-Kühlung Vorteile zur Reduzierung der Stickoxidemissionen bei einer gleichzeitigen Reduzierung des Kraftstoffverbrauches. Das Ansteigen der HC- und CO-Emissionen ist zumindest bei einem betriebswarmen Motor aufgrund des Oxidationskatalysators unkritisch, im Kaltlauf müssen jedoch andere Brennverfahren eingesetzt werden. Problematischer ist der hohe Kühlleistungsbedarf bei (teil-)homogenen Brennverfahren, da hohe AGR-Massenströme auf möglichst niedrige Temperaturen gekühlt werden müssen. In Abbildung 6.32 ist ein Vergleich des Kühlleistungsbedarfs bei einer Variation der AGR-Rate in zwei Betriebspunkten dargestellt. Der Kühlleistungsbedarf ist näherungsweise linear von der AGR-Rate bzw. dem AGR-Massenstrom abhängig. Zum Vergleich sind die Werte eines aktuellen EU4-Motors eingetragen. Am Betriebspunkt 2000/8 wird bei maximaler AGR-Rate mit einem teilhomogenen Brennverfahren nahezu die 2,5 fache Kühlleistung im Vergleich zum EU4-Motor benötigt.

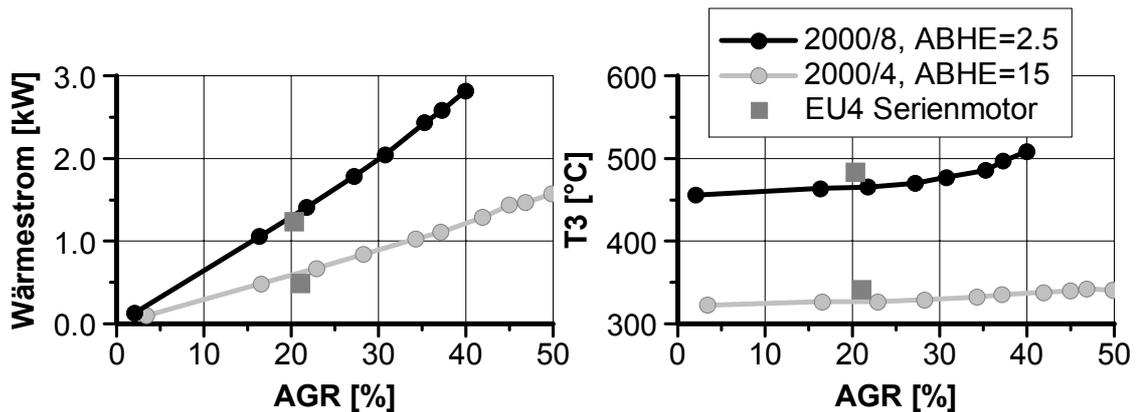


Abbildung 6.32: Wärmestrom in den AGR-Kühler und Abgastemperatur bei einer AGR-Variation mit teilhomogener Verbrennung

Um im Fahrzeug Ansaugtemperaturen in der Größenordnung von 40°C erreichen zu können, ist bei einer hochdruckseitigen AGR jedoch ein zweiter Kühlkreislauf mit geringerer Wassertemperatur erforderlich. Eine niederdruckseitige AGR mit einer Entnahmestelle nach dem Partikelfilter könnte diese Probleme beheben und einen zweiten Wasserkreis vermeiden, birgt aber den Nachteil einer langen AGR-Strecke mit großen Totzeiten [136].

6.6.3 Aufladegrad (Ladedruck)

Die Erhöhung des globalen Luftverhältnisses durch Steigerung des Ladedrucks hat bei konventionellen Dieselmotoren insbesondere in hochlastigen Kennfeldbereichen positive Auswirkungen auf die Rußnachoxidation durch Erhöhung des Sauerstoffangebots [137]. Die höhere Aufladung kann bei AGR-Brennverfahren dazu genutzt werden, das Luftverhältnis und damit den Schwarzrauch bei steigender AGR-Rate konstant zu halten. Durch diese so genannte „additional-EGR“ kann bei gleich bleibender Schwärzungszahl die Stickoxidemission verringert werden [135].

Im Folgenden wird exemplarisch am Betriebspunkt 2000/6 mit der Düse 8L-HD240/153°SKW untersucht, inwieweit eine gesteigerte Aufladung positive Auswirkungen auf die Abgasemissionen eines teilhomogenen Brennverfahrens hat. Die Erhöhung der Luftmasse in Verbindung mit einer konstanten Kraftstoffmasse ergibt ein höheres globales Luftverhältnis (siehe Abbildung 6.33, links). Die Stickoxidbildung ist jedoch hauptsächlich von der lokalen Verbrennungstemperatur und der lokalen Sauerstoffkonzentration abhängig. Aus diesem Grund bewirkt eine höhere Zylinder(luft-)masse keine Stickoxidreduzierung. In Abbildung 6.33 ist dieser Effekt durch eine Auftragung über dem Luftverhältnis (links) und der Sauerstoffkonzentration im Saugrohr (rechts) dargestellt. Diese Ergebnisse korrelieren mit Untersuchungen in [134].

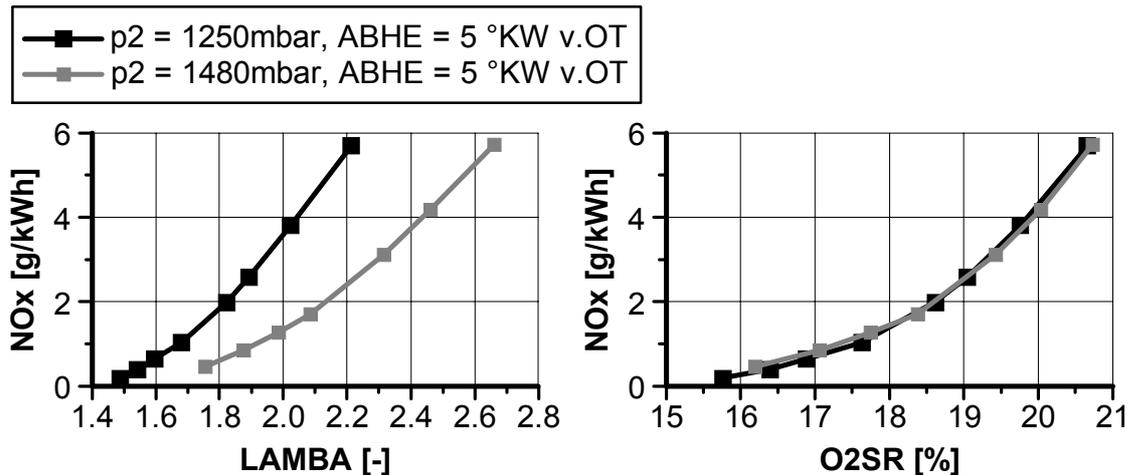


Abbildung 6.33: AGR-Variation bei Basis- und gesteigertem Ladedruck, aufgetragen über Luftverhältnis (links) und O₂-Konzentration im Saugrohr (rechts), Betriebspunkt 2000/6, Düse 8L-HD240/153°SKW, Blockeinspritzung, $p_{CR} = 1200\text{ bar}$.

Als wichtige Schlussfolgerung der Untersuchung mit gesteigertem Ladedruck ergibt sich:

- Bei (teil-)homogenen Brennverfahren ohne bzw. mit geringer Rußbildung ist keine hohe Aufladung nötig. Der erforderliche Ladedruck richtet sich nach den Forderungen: $\lambda > 1.0$ (abhängig von der Luftefassung) und O₂SR < 16 % (sehr geringe Stickoxidbildung).

D. h. diese Forderung steht im Gegensatz zu konventionellen Dieselmotoren, bei denen eine möglichst große Luft- und Restgasmenge durch die Flammezone transportiert werden soll, um einerseits die Reaktionszone zu kühlen und andererseits genügend Sauerstoff zur Rußnachoxidation bereitzustellen. Bei (teil-)homogenen Brennverfahren ist lediglich eine gewisse Konzentration an Inertgas zur Verhinderung der Stickoxidbildung erforderlich, da keine ausgeprägte Flammezone vorhanden ist. Die erforderliche Luftmenge im Zylinder ist abhängig von der Luftefassung des Brennverfahrens und richtet sich nach der Forderung $\lambda > 1.0$. Aufgrund der geringen Rußbildung bei (teil-)homogenen Brennverfahren ist kein bzw. nur ein geringer Sauerstoffüberschuss zur Rußnachoxidation erforderlich.

In Abbildung 6.34 sind ergänzend zu Abbildung 6.33 die Werte für Schwarzrauch, Druckanstieg und Zündverzögerung dargestellt. Der von konventionellen Dieselmotoren bekannte Effekt der Schwarzrauchreduzierung bei gesteigerter Aufladung kann bei teilhomogenen Brennverfahren nicht bestätigt werden. Bei einem konstanten Ansteuerbeginn der Einspritzung führt eine Ladedrucksteigerung zu einer Verkürzung des Zündverzögerunges und damit zum Ansteigen der Schwarzrauchemission durch ein niedrigeres lokales Luftverhältnis bei Brennbeginn. Durch eine Spätverstellung des Ansteuerbeginns auf 3.5 °KW v. OT wird die Zündverzögerungsverkürzung teilweise

kompensiert, die Schwarzauchmission nähert sich der Messung mit niedrigem Ladedruck an.

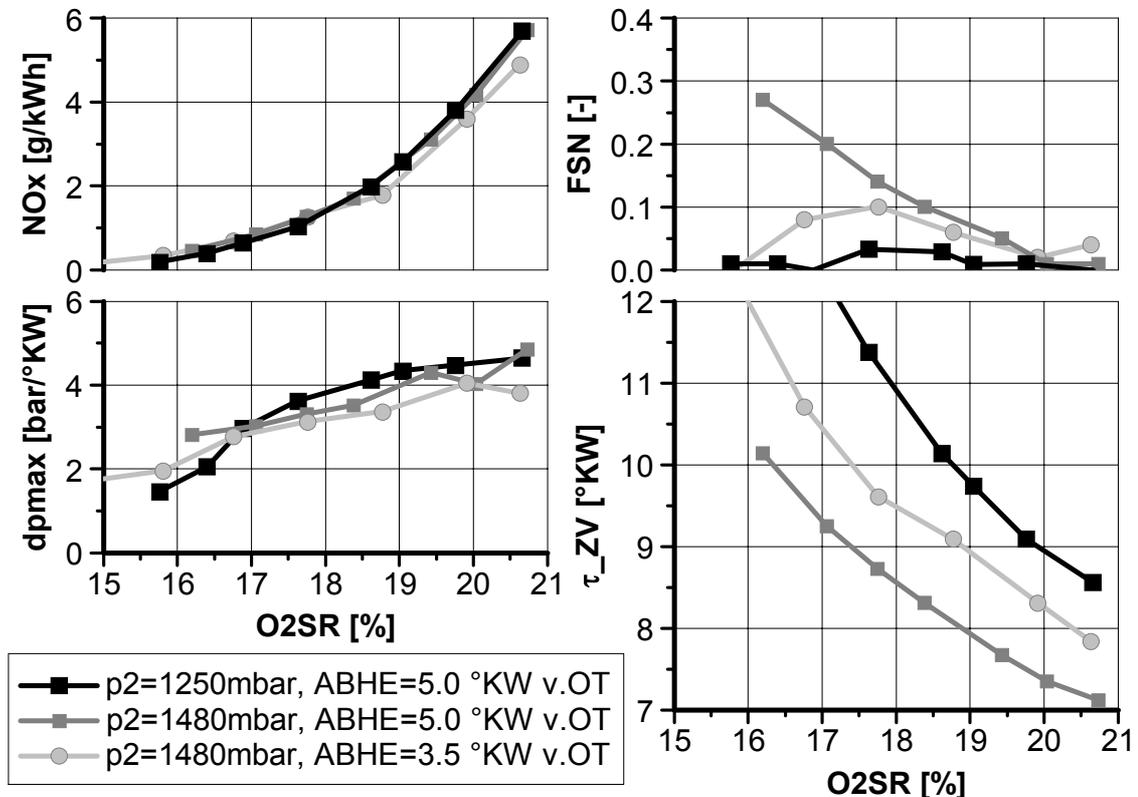


Abbildung 6.34: Abgasemissionen, Druckanstieg und Zündverzögerung einer AGR-Variation bei Basis- und gesteigertem Ladedruck, Betriebspunkt 2000/6, Düse 8L-HD240/153°SKW, Blockeinspritzung, p_{CR} = 1200bar.

Die Hintergründe für die Verkürzung des Zündverzuges bei einer gesteigerten Aufladung werden im Folgenden detailliert erläutert. Nach den Gesetzen der chemischen Reaktionskinetik hängt die Reaktionsgeschwindigkeit, d.h. auch der Zündverzug, von der Konzentration der Edukte ab. Eine Erhöhung der Konzentrationen der Edukte erhöht die Reaktionsgeschwindigkeit. Durch eine Steigerung der Aufladung steigt die Dichte der Zylinderladung (siehe Abbildung 6.35) und damit die Konzentration des Reaktionspartners Sauerstoff. Die Konzentration des anderen Reaktionspartners – Kraftstoff – wird von weitaus komplexeren Vorgängen beeinflusst. Üblicherweise ist der Kraftstoff der limitierende Reaktionspartner während der Zündverzugszeit, da die Zündung meistens an der „fetten“ Grenze stattfindet. Durch die höhere Gasdichte findet eine stärkere Interaktion zwischen Einspritzstrahl und Gas statt. Dadurch wird das Ausmagern beschleunigt und die Zündung kann auf der „fetten“ Seite der Zündgrenze schneller stattfinden. Betrachtet man den Einfluss der Aufladung bei ideal homogenen Bedingungen, siehe Kapitel 5.1, ist hier ebenfalls eine deutlich früher Zündung zu beobachten. Zum Teil wird dies durch eine höhere Wärmefreisetzung der Niedertemperaturreaktion verursacht.

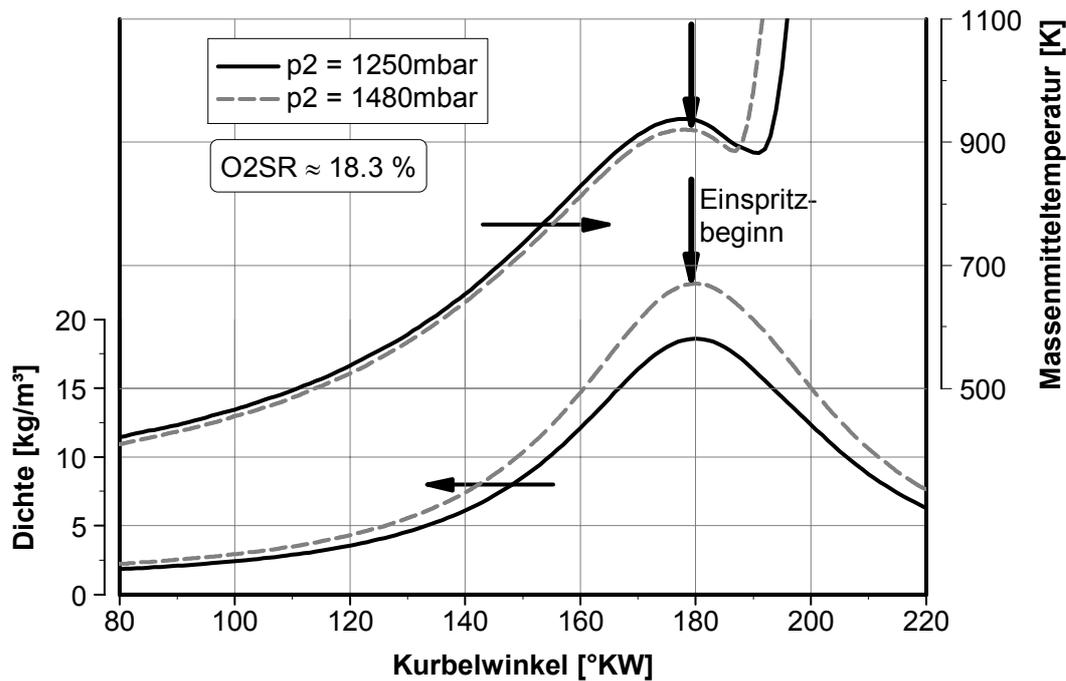


Abbildung 6.35: Einfluss des Ladedrucks auf Ladungsdichte und Massenmitteltemperatur im Brennraum. Auswahl zweier Messpunkte bei einer Sauerstoffkonzentration im Saugrohr von $\approx 18.3\%$.

Die Gastemperatur zum Einspritzzeitpunkt, ein weiterer Einflussparameter auf Reaktionsgeschwindigkeit und Zündverzug, ist bei den Messungen mit gesteigerter Aufladung und konstanter Ansaugtemperatur etwas geringer. In Abbildung 6.36 ist der Verlauf der Zylindermasse und der Gastemperatur bei Einlass Schließt (ES), bestimmt mit einer Druckverlaufsanalyse, dargestellt. Die beiden Größen sind über die thermische Zustandsgleichung gekoppelt. Die um ca. 10-20 K geringere Gastemperatur bei Einlass-Schließt (ES) bei 1480 mbar Ladedruck wirkt der Zündverzugsverkürzung sogar entgegen. Die o.g. Effekte sind somit dominierend.

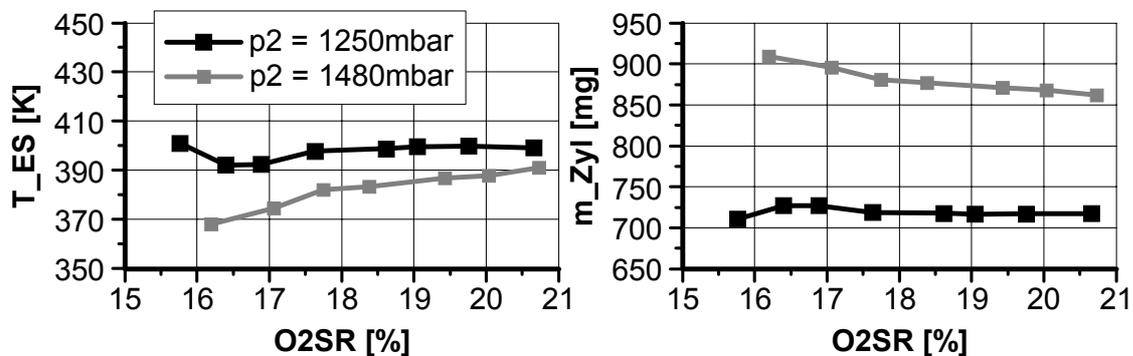


Abbildung 6.36: Gastemperatur bei Einlass Schließt (T_{ES}) und Zylindermasse (m_{Zyl}) in Abhängigkeit der Sauerstoffkonzentration im Saugrohr. Variation der AGR-Rate bei Basis- und gesteigertem Ladedruck.

6.7 Einfluss der Kraftstoffeigenschaften

Aufgrund der fehlenden Piloteinspritzung, die konstante Zündbedingungen für die Haupteinspritzmenge gewährleistet, können sich bei (teil-)homogenen Brennverfahren kleine Eingriffe in den Ablauf der Selbstzündungsreaktionen stark auf die Verbrennung und die Emissionen auswirken. Die Kraftstoffzusammensetzung und damit das Zündverhalten ist im realen Fahrzeugeinsatz einer gewissen Schwankungsbreite unterworfen, die entweder vom Brennverfahren toleriert oder durch entsprechende Steuergerätealgorithmen korrigiert werden muss.

Die in [138] festgelegte Kenngröße für das Zündverhalten eines Dieseldiesels ist die Cetanzahl, welche nach der CFR- oder der BASF-Methode bestimmt wird. Allerdings beinhaltet diese außer den chemischen Selbstzündungseigenschaften des Kraftstoffes auch die physikalischen Einflüsse auf den Zündverzug. Problematisch für (teil-)homogene Dieseldieseln ist jedoch die Definition der Dieseldieselsqualität u. a. mit einer Mindestcetanzahl von 49. Abweichungen der Cetanzahl nach oben sind also ausdrücklich zugelassen und könnten Probleme bei den stark von der Reaktionskinetik abhängigen (teil-) homogenen Dieseldieseln verursachen.

In diesem Kapitel wird untersucht, welche Auswirkung, ausgehend vom Zertifizierungskraftstoff, eine Anhebung bzw. Absenkung der Cetanzahl um ungefähr fünf Einheiten hat. Zur Darstellung der verschiedenen Cetanzahlen muss selbstverständlich auch die Kraftstoffzusammensetzung verändert werden. Die Vorgehensweise bei der Kraftstoffmischung und die Analyseergebnisse der Mischungen sind in Kap. 4.4 ausführlich beschrieben. In Tabelle 6.2 sind die Parameter der Untersuchungen zum Kraftstoffeinfluss dargestellt. Ein wichtiger Punkt ist die Untersuchung eines frühen und eines späten Einspritzzeitpunktes, da hiermit die Sensitivität von Brennverfahren mit einem unterschiedlichen Homogenisierungsgrad auf die Kraftstoffzusammensetzung identifiziert werden kann.

Variierter Parameter	Abstufung
Mulde / Düse	153_1 / 8L-HD240/153°SKW
Betriebspunkt	2000/2, 2000/4
Ansteuerbeginn [°KW v. OT]	15; 35
Raildruck	1200 bar
CZ-Zahl (BASF)	50.6; 53.7; 58.6

Tabelle 6.2: Untersuchungsmatrix zum Einfluss der Kraftstoffeigenschaften

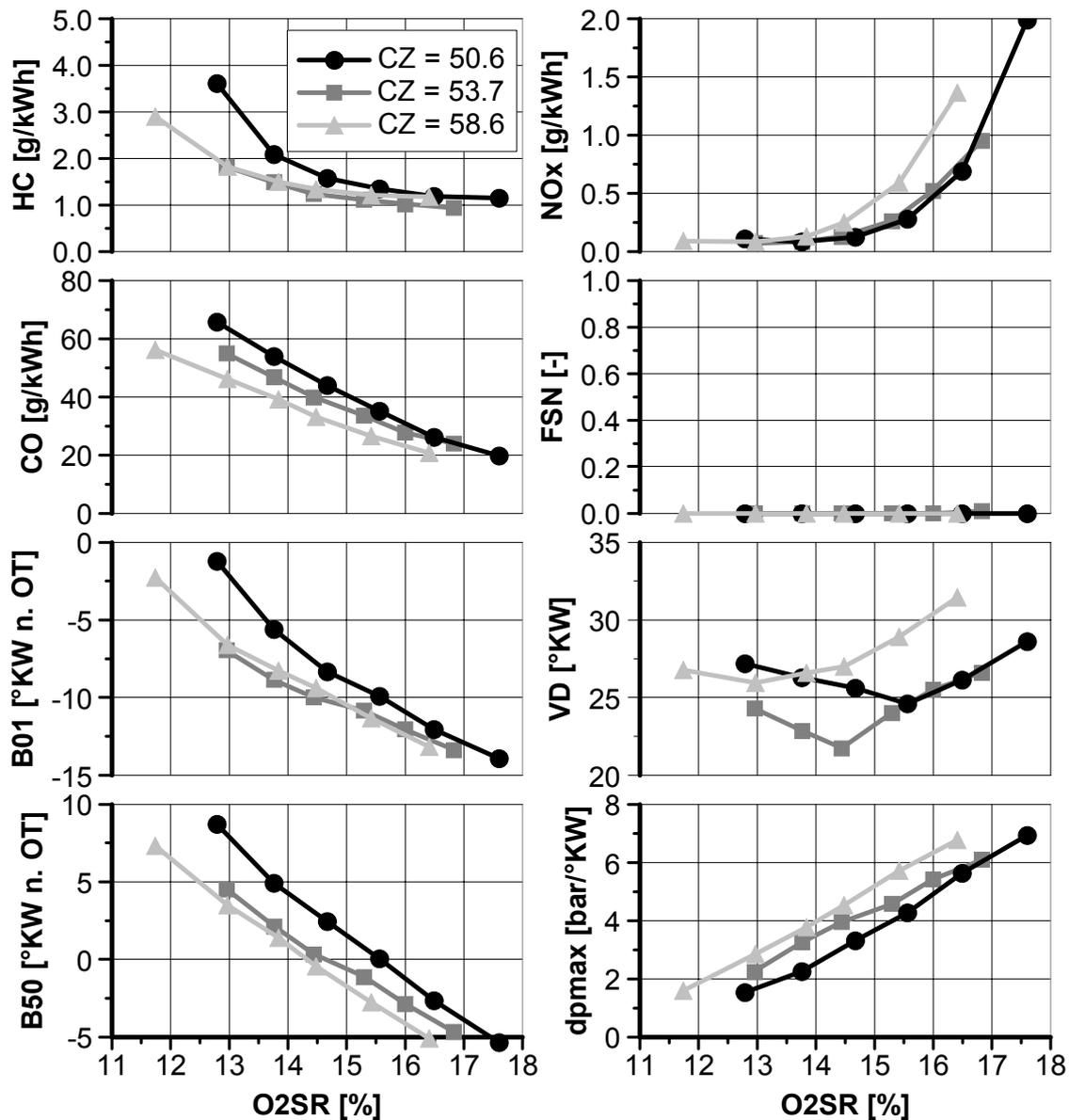


Abbildung 6.37: AGR-Variation bei unterschiedlichen Kraftstoffen. Betriebspunkt 2000/2, Mulde 153_1, Düse 8L-HD240/153, Raildruck 1200bar, ABHE = 35°KW v. OT, TANSR = 40°C.

Die Untersuchung des Kraftstoffeinflusses erfolgt mit einer Variation der AGR-Rate bzw. des Sauerstoffgehalts im Saugrohr (O₂SR) in mindestens sechs Stufen bei konstant gehaltenem Einspritzzeitpunkt. Diese Vorgehensweise ist unbedingt erforderlich, da die AGR-Rate einen extrem großen Einfluss auf die Verbrennung hat und bei der Einstellung der Betriebspunkte am Prüfstand eine fixe AGR-Rate niemals befriedigend genau getroffen wird. Aus diesem Grund wird auch darauf verzichtet, den Kraftstoffeinfluss anhand der Brennverläufe bei konstanter AGR-Rate darzustellen. Aussagekräftiger ist der Verlauf der Umsatzpunkte des Brennverlaufes aufgetragen über der Sauerstoffkonzentration im Saugrohr.

In Abbildung 6.37 sind die Verbrennungskennwerte und die Abgasemissionen eines gut homogenisierten Brennverfahrens mit früher Einspritzung im unteren Teillastbereich dargestellt. Im Falle des Kraftstoffes mit niedriger Cetanzahl ist anhand des 1 %- und des 50 %-Umsatzpunktes eine deutliche Spätverlagerung der Verbrennung um ca. 3 °KW zu beobachten. Zum Teil ist dafür die geringere Wärmefreisetzung der cool-flame verantwortlich, die zu einem geringeren Temperaturanstieg und damit zu einer späteren Zündung der hot-flame führt. Die Untersuchungen zum Kraftstoffeinfluss bei ideal homogenem Gemisch in Kap. 5.3 bestätigen dieses Verhalten. Ferner ist aus der Literatur bekannt, dass Olefine oder Aromaten, zu denen die Beigabe Tetraisobutan (TIB) zählt, die Wärmefreisetzung der cool-flame verringern [139]. Bemerkenswert ist auch der Verlauf der Verbrennungsdauer bei allen Kraftstoffen. Zunächst sinkt die Verbrennungsdauer mit steigender AGR-Rate aufgrund der zunehmenden Gemischhomogenität durch den verlängerten Zündverzug. Ab einer gewissen Schwelle überwiegt jedoch der AGR-Effekt auf die Verlängerung der Brenndauer. Uneinheitlich ist jedoch der Einfluss des Kraftstoffes auf die Brenndauer. Die Zugabe von n-Tridekan (nC13) und TIB bewirkt offensichtlich eine deutliche Verlängerung der Brenndauer gegenüber dem Standardkraftstoff. Die Kraftstoffzusammensetzung und die chemische Struktur der einzelnen Komponenten greift also in den Ablauf der Oxidationsreaktionen ein und beeinflusst vor allem die späte Verbrennungsphase, die ebenfalls chemisch (mit-) kontrolliert ist.

Die Abgasemissionen zeigen eine deutliche Abhängigkeit von der Kraftstoffzusammensetzung, siehe Abbildung 6.37. Die CO-Emission der einzelnen Kraftstoffvarianten korreliert mit dem maximalen Druckgradienten. Eine höhere maximale Umsatzrate des Kraftstoffes führt zu höheren lokalen als auch globalen Gastemperaturen, welche die CO-Oxidation vor allem in der späten Verbrennungsphase fördern. Der Kraftstoff mit der höchsten Cetanzahl zeigt aus diesem Grund die niedrigsten CO-Emissionen. Bemerkenswert ist, dass der Kraftstoff mit CZ = 50.6 signifikant höhere HC-Emissionen hat. Eine Ursache ist sicherlich die später liegende Verbrennung mit einem geringeren Temperaturniveau, welches schlechtere Bedingungen zur Nachoxidation bietet. Vor allem bei hohen AGR-Raten mit niedrigen lokalen Verbrennungstemperaturen wird die Kraftstoff-Beigabe TIB offensichtlich schlechter oxidiert, was zu den höheren HC-Emissionen führt. Eine Schwarzauchmission ist aufgrund der gut homogenisierten Gemischaufbereitung bei allen Kraftstoffen nicht vorhanden.

Die Untersuchung eines teilhomogenen Betriebspunktes 2000/4 mit späterer Einspritzung und etwas höherer Motorlast ist in Abbildung 6.38 dargestellt. Besonders interessant ist die Tatsache, dass trotz der deutlich geänderten Randbedingungen, d.h. späterer Einspritzzeitpunkt und geringere Gemisch-

homogenität, die prinzipiellen Auswirkungen der unterschiedlichen Kraftstoffe denen der anderen untersuchten Betriebspunkten entsprechen. Bemerkenswert ist auch an diesem Betriebspunkt die deutliche Auswirkung des Kraftstoffes mit CZ = 50.6 und TIB-Beimischung auf die Verbrennung und die Emissionen. Die Zugabe der Stoffe nC13 und TIB zum Kraftstoff bewirkt hier ebenfalls eine signifikante Verlängerung der Verbrennungsdauer. Die Zündverzugs- bzw. die Mischungszeit ist aufgrund der späteren Einspritzung nicht ausreichend, so dass durch die schlechtere Gemischhomogenisierung deutliche Schwarzauchmissionen zu verzeichnen sind.

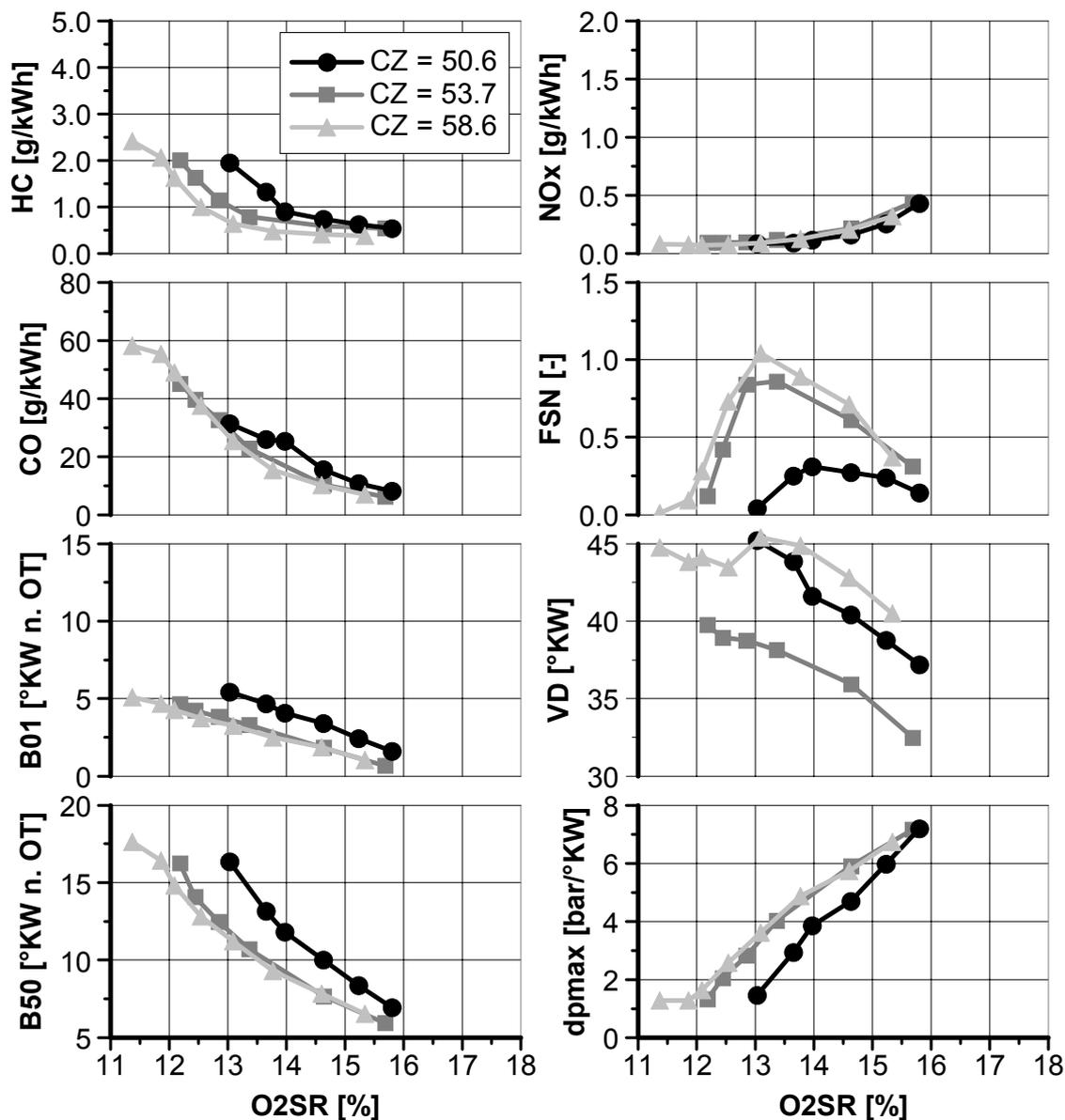


Abbildung 6.38: AGR-Variation bei unterschiedlichen Kraftstoffen. Betriebspunkt 2000/4, Mulde 153_1, Düse 8L-HD320/153, Raildruck 1200bar, ABHE = 15°KW v. OT, TANSR = 40°C.

Durch die Absenkung der Cetanzahl auf 50,6 mit der Beimischung von TIB wird der Zündverzug verlängert, die Schwarzauchmission kann dadurch deutlich verringert werden.

Die Ergebnisse aller untersuchten Betriebspunkte und Einspritzzeitpunkte sind in Tabelle 6.3 zusammengefasst. Mit den Werten des Standardkraftstoffes (CZ = 53,7) als Referenz sind die relativen Veränderungen der Verbrennungskennwerte und Emissionen dargestellt.

	2000/2 ABHE = 15		2000/4 ABHE = 15		2000/2 ABHE = 35		2000/4 ABHE = 35	
	50,6	58,6	50,6	58,6	50,6	58,6	50,6	58,6
CZ								
HC	↑	→	↑	↓	↑	→	↑	→
CO	↑	→	→	→	↑	↓	↑	→
NOx	→	→	→	→	→	→	→	→
FSN	→	→	↓	↑	→	→	↓	↓
B01	↓	→	↓	→	↓	→	↓	→
B50	↓	→	↓	→	↓	→	↓	→
VD	↑	↑	→	↓	○	○	○	○
dpmax	↓	→	↓	→	↓	↑	↓	↑

Tabelle 6.3: Ergebnismatrix der untersuchten Kraftstoffe. Bedeutung der Zeichen im Bezug auf den Zertifizierungskraftstoff: ↑ höher, länger oder früher; ↓ geringer, kürzer oder später; → gleich bleibend; ○ uneinheitlich

Zusammenfassend können folgende Aussagen zum Einfluss des Kraftstoffes auf homogenisierte und teilhomogene Brennverfahren getroffen werden:

- Die Cetanzahl beschreibt das Zündverhalten des Kraftstoffes bei (teil-)homogenen Brennverfahren unzureichend. Eine grobe, aber nicht ausreichende Vorhersage ist aber trotzdem möglich.
- Die chemische Zusammensetzung des Kraftstoffes ist die eigentlich relevante Größe für das Zündverhalten.
- Der qualitative Einfluss der Kraftstoffe ist bei homogenisierten wie bei teilhomogenen Brennverfahren gleich.
- Die Kraftstoffmischung mit reduzierter Cetanzahl durch Beimischung von TIB bewirkt eine starke Veränderung des Zünd- und Brennverhaltens sowie der Emissionen.

6.8 Analyse der entwickelten Brennverfahren

Im Folgenden werden die entwickelten Brennverfahren für die untere und die obere Teillast mit Hilfe der Globalen Lichtleitmesstechnik (GMT) und des Mehrzonenmodells analysiert.

Als optimale Variante hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Emissionen ergibt sich, wie in den vorangegangenen Kapiteln hergeleitet, die in Tabelle 6.4 dargestellte Hardware und die dazugehörige Einspritzstrategie.

	Untere Teillast (2000/2)	Obere Teillast (2000/6)
Düse	8L-HD240/153°SKW	8L-HD240/153°SKW
Mulde	153_1	153_1
Einspritzstrategie	Blockeinspritzung	Blockeinspritzung
Ansteuerbeginn	30 °KW vor OT	5 °KW vor OT
Raildruck	1200 bar	1200 bar

Tabelle 6.4: Optimale Varianten (Hardware und Einspritzstrategie) für ein (teil-)homogenes Brennverfahren in der Teillast

Als optimal stellt sich eine ω -förmige Kolbenmulde mit einem großen Spritzkegelwinkel heraus. Extrem frühe Einspritzzeitpunkte können aufgrund der Wandfilmauftragung nicht realisiert werden, das gilt auch für Verfahren mit kleinen Spritzkegelwinkeln und/oder Mehrfacheinspritzung.

Für die Analyse des Verbrennungsprozesses sind neben der globalen Wärmefreisetzung und den Abgasemissionen weitere Größen von Interesse. Mit Hilfe der Globalen Lichtleitmesstechnik (GMT), die in Kap. 4.2.2 genauer erläutert ist, kann das Eigenleuchten der Verbrennung im Beobachtungsvolumen zeitaufgelöst erfasst werden. Das verwendete System bietet die Möglichkeit zwei Wellenlängen der Festkörperstrahlung (750 nm und 900 nm) und die Wellenlänge des OH-Radikals (306 nm) zeitgleich aufzuzeichnen.

6.8.1 Untere Teillast

In der unteren Teillast wird ein homogenisiertes Brennverfahren mit einem frühen Einspritzzeitpunkt eingesetzt. Bei optimaler Abstimmung des Einspritzzeitpunktes und der AGR-Rate zeigen die Abgasemissionen keinen Schwarzrauch und Stickoxidkonzentrationen von unter 5 ppm. Abbildung 6.39 stellt die Ergebnisse dieses Brennverfahrens dar. Während der Vorreaktionen (cool-flame) ist keinerlei OH-Strahlung detektierbar, dies bestätigen Untersuchungen von [140]. Das OH-Signal während der Hauptverbrennung korreliert gut mit dem Brennverlauf. Gegen Ende der Verbrennung ist eine sehr schwache Festkörperstrahlung zu beobachten, die nur in 10 der 100 gemessenen Arbeitsspiele auftritt. Aufgrund der sehr geringen Intensität kann diese Strahlung nur in der allgemein stärker ausgeprägten Strahlungsbande 900 nm detektiert werden. Das Auftreten der Rußstrahlung bei Brennende legt die Vermutung nahe, dass

es sich um die Verbrennung von schlecht aufbereitetem Kraftstoff aus einem Wandfilm handelt. Dieser dampft während der Verbrennung ab, bildet lokal fette Zonen und verbrennt unter Rußbildung. Die extrem schwache Strahlungsintensität zeigt aber, dass es sich nur um eine äußerst geringe Rußmasse handelt. Aus diesem Grund kann auch keine Temperatur- und Rußmassenbestimmung mit Hilfe der 2-Farben-Methode angewandt werden.

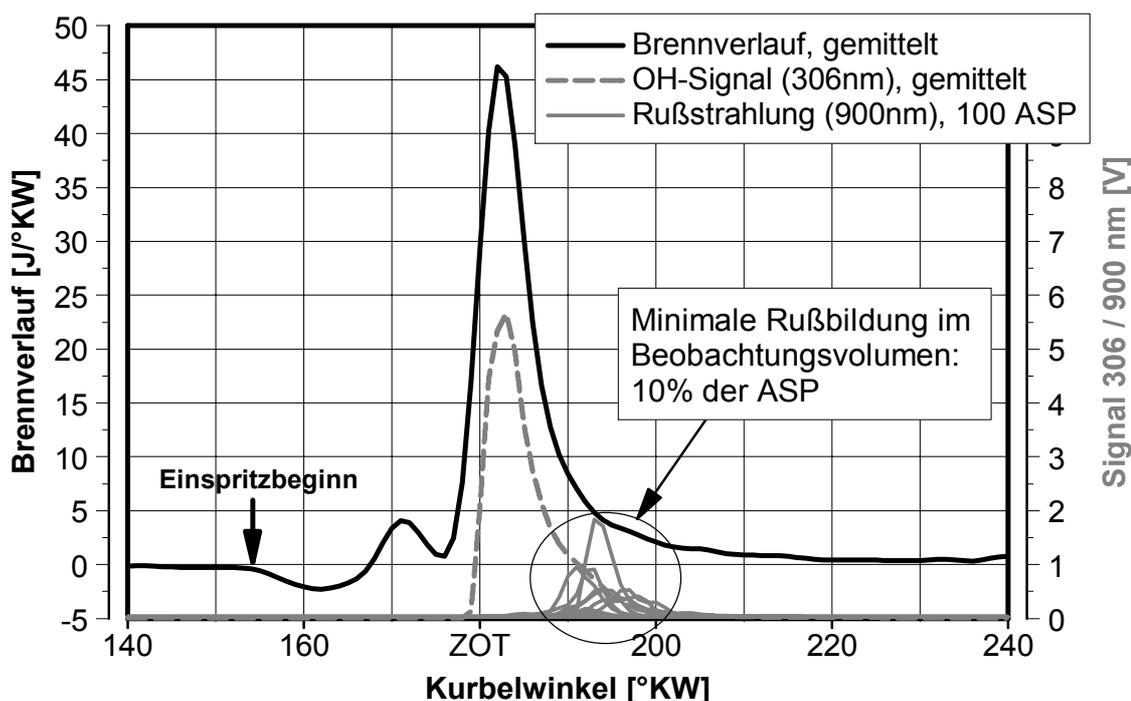


Abbildung 6.39: Brennverlauf und Signalverläufe des Verbrennungseigenleuchtens. Betriebspunkt 2000/2, Mulde 153_1, Düse 8L-HD240/153, $p_{CR}=1200\text{bar}$, $ABHE = 30^\circ\text{KW v. ZOT}$, 59% AGR.

Die Untersuchungen zeigen demnach, dass das homogenisierte Brennverfahren mit frühem Einspritzzeitpunkt, welches für den unteren Teillastbereich erarbeitet wurde, eine nahezu rußfreie Verbrennung ermöglicht. Die gute Gemischhomogenität und die Verteilung der lokalen Werte von Luftverhältnis und Temperatur ist so ausgebildet, dass die „Rußinsel“, siehe Abbildung 2.8, umgangen wird.

6.8.2 Obere Teillast

Für höhere Motorlasten ist ein Brennverfahren mit OT-naher Einspritzung erarbeitet worden. Aufgrund des kurzen Zündverzuges ist jedoch der Grat zwischen rußender und rußfreier Verbrennung sehr schmal. Bei relativ frühen Einspritzzeitpunkten ergibt sich mit diesem Verfahren der bekannte Trade-Off der Schwarzauch- und Stickoxidemissionen. Mit einer Spätverstellung der Einspritzung kann die Schwarzauchemission vollständig verhindert werden. Die Untersuchungen mit der Globalen Lichtleitmesstechnik sollen klären, ob bei

diesem Verfahren wirklich keine Rußbildung auftritt, oder ob die späte Einspritzung durch den Turbulenzeintrag zu einer vollständigen Nachoxidation des bereits entstandenen Rußes führt.

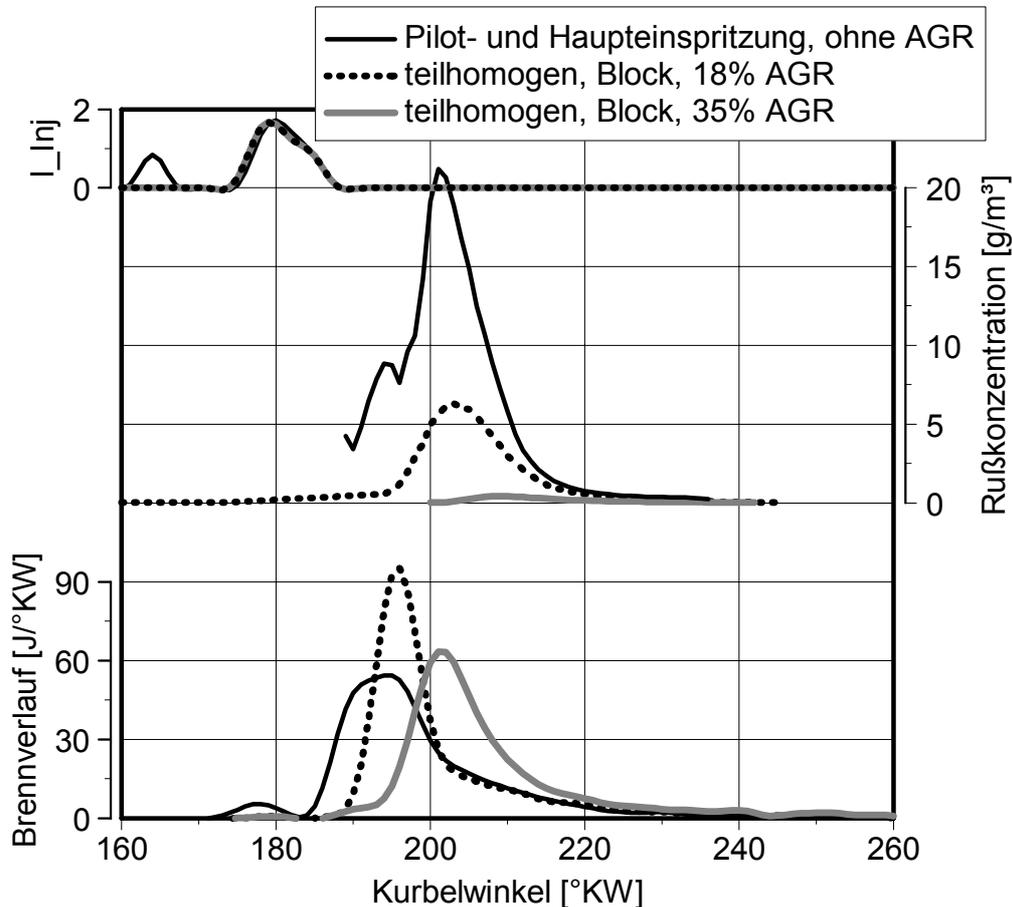


Abbildung 6.40: Brennvorgang, Rußkonzentration aus 2-Farbenmethode und Bestromungsverlauf des Injektors (I_{inj}). Betriebspunkt 2000/2, Mulde 153_1, Düse 8L-HD240/153, $p_{CR} = 1200\text{bar}$.

In Abbildung 6.40 sind die Ergebnisse der Untersuchungen dargestellt. Zum Vergleich ist ein „konventionelles“ Dieselverfahren mit Piloteinspritzung als Basis eingezeichnet, die Hardware ist identisch mit den Messungen des teilhomogenen Verfahrens. Die Piloteinspritzung bewirkt einen kurzen Zündverzug der darauf folgenden Haupteinspritzung. Dadurch findet die Entflammung in fetten Gemischbereichen statt, die mit starker Rußbildung verbrennen. Der hohe Einspritzdruck von 1200 bar mit dem daraus folgenden hohen Turbulenzeintrag und das gute Sauerstoffangebot (keine AGR) führen zu einer vollständigen Nachoxidation der gebildeten Rußmasse ohne eine messbare Abgasschwärzung. Das teilhomogene Brennverfahren hat denselben Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung, aber keine Piloteinspritzung. Dadurch verlängert sich der Zündverzug deutlich und führt zu einer starken Erhöhung des vorgemischten Anteils der Verbrennung. Die Messergebnisse mit 18 % AGR-Rate zeigen gegenüber dem Verfahren mit Piloteinspritzung eine stark

reduzierte Rußbildung, die in Verbindung mit einer vollständigen Nachoxidation keine Abgasschwärzung verursacht. Durch eine weitere Erhöhung der AGR-Rate auf 35% wird die Rußbildung fast vollständig unterdrückt. Als Ursache dafür können im Wesentlichen zwei Gründe angeführt werden: Zum einen wird der Zündverzug durch die höhere AGR-Rate deutlich verlängert. Die längere verfügbare Mischungszeit führt zu einer weiteren Ausmagerung der fetten Zonen, die für die Rußbildung verantwortlich sind. Zum anderen verringert der hohe Restgasanteil die Flammentemperaturen, dadurch fallen unter Umständen sehr fette Zonen unter die Rußbildungstemperatur.

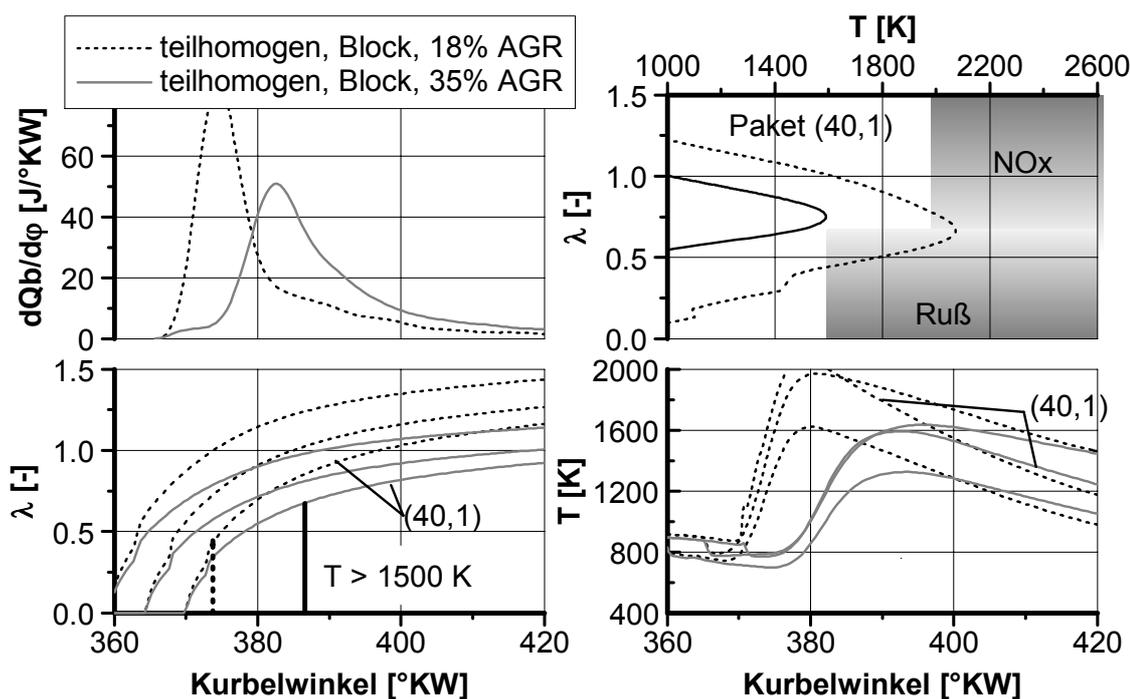


Abbildung 6.41: Mehrzonige Analyse der Gemischbildung und Verbrennung. Rechnung mit 40 axialen und 4 radialen Paketen. Betriebspunkt 2000/2, Mulde 153_1, Düse 8L-HD240/153, $p_{CR} = 1200 \text{ bar}$.

Die mehrzonige Analyse in Abbildung 6.41 bestätigt die o.g. These. Durch die Anhebung der AGR-Rate auf 35 % wird zwar das Luftverhältnis der einzelnen Zonen (Pakete) abgesenkt, allerdings tritt der Brennbeginn deutlich später auf. Die kritische Zone hinsichtlich Rußbildung ist das Paket (40,1), das bei Beginn der Hauptverbrennung ein Luftverhältnis von knapp unter 0,5 aufweist. Da aber die Pakettemperatur zu diesem Zeitpunkt deutlich unter 1500 K liegt, tritt hier keine Rußbildung auf, vgl. Abbildung 2.8. Sehr gut veranschaulichen lässt sich dieser Effekt, wenn der Verbrennungsverlauf des kritischen Paketes (40,1) im λ -T-Bereich betrachtet wird. Die angehobene AGR-Rate führt zu einer Verbrennung ohne Rußbildung durch die gleichzeitige Absenkung der Temperatur und die besser ausgemagerten Bereiche. Hiermit wurde gezeigt, dass die mehrzonige Analyse ein effektives Mittel zur Vorhersage darstellt.

7 Potenzialabschätzung der Brennverfahren

Die in dieser Arbeit entwickelten homogenisierten und teilhomogenen Brennverfahren werden in diesem Kapitel einem aktuell in Serie befindlichen EU4-Brennverfahren gegenübergestellt und hinsichtlich der Emissionen und des Verbrennungsgeräusches bewertet.

7.1 Vergleich mit dem konventionellen Dieselfverfahren

Um das Potenzial der homogenisierten und teilhomogenen Konzepte aufzuzeigen, wird im Folgenden als Vergleichsbasis für die Teillastergebnisse ein typisches konventionelles Brennverfahren für Euro 4 mit einem Einspritzsystem der 2. Generation (CRIP2) herangezogen. Aufgrund der mechanischen Auslegung des Einzylinderaggregats mit 140 bar Spitzendruckbegrenzung können die Volllastwerte eines aktuellen Euro 4-Motors nicht erreicht werden. Aus diesem Grund wird als Vergleichsbasis das Serienbrennverfahren des Motors OM611 mit einem Einspritzsystem der 1. Generation und 1350 bar maximalem Einspritzdruck herangezogen.

7.1.1 Teillast

Die wichtigsten Merkmale der verschiedenen Brennverfahrenskonzepte für die Teillast sind in Tabelle 7.1 dargestellt. Als Vergleichsbasis dient ein typisches Serienbrennverfahren für Euro 4 mit einem Verdichtungsverhältnis von 18. Das Konzept mit einem kleinen Spritzkegelwinkel (hom./teilhom.) kann im unteren Teillastbereich homogenisiert mit einem frühen Einspritzzeitpunkt appliziert werden, im oberen Teillastbereich muss aufgrund der sonst zu hohen Druckgradienten eine teilhomogene Strategie mit einem OT-nahen Einspritzzeitpunkt gewählt werden.

Brennverfahren	Düse				Mulde	
	Bezeichnung	Lochanzahl	HD [cm ³ /30s@100bar]	SKW	Bez.	ε (geo.)
Serienmotor Euro 4	7L-HD440/157°	7	440	157°	-	18
hom./teilhom.	8L-HD320/80°	8	320	80°	80_1	16
teilhomogen	8L-HD320/153°	8	320	153°	153_1	16

Tabelle 7.1: Kenndaten der Brennverfahren für die Potenzialabschätzung in der Teillast

Das teilhomogene Brennverfahrenskonzept basiert auf einem Spritzkegelwinkel von 153° und einem reduzierten Düsendurchfluss für eine gute einspritzseitige Gemischaufbereitung bei Einspritzzeitpunkten in der Nähe des OT.

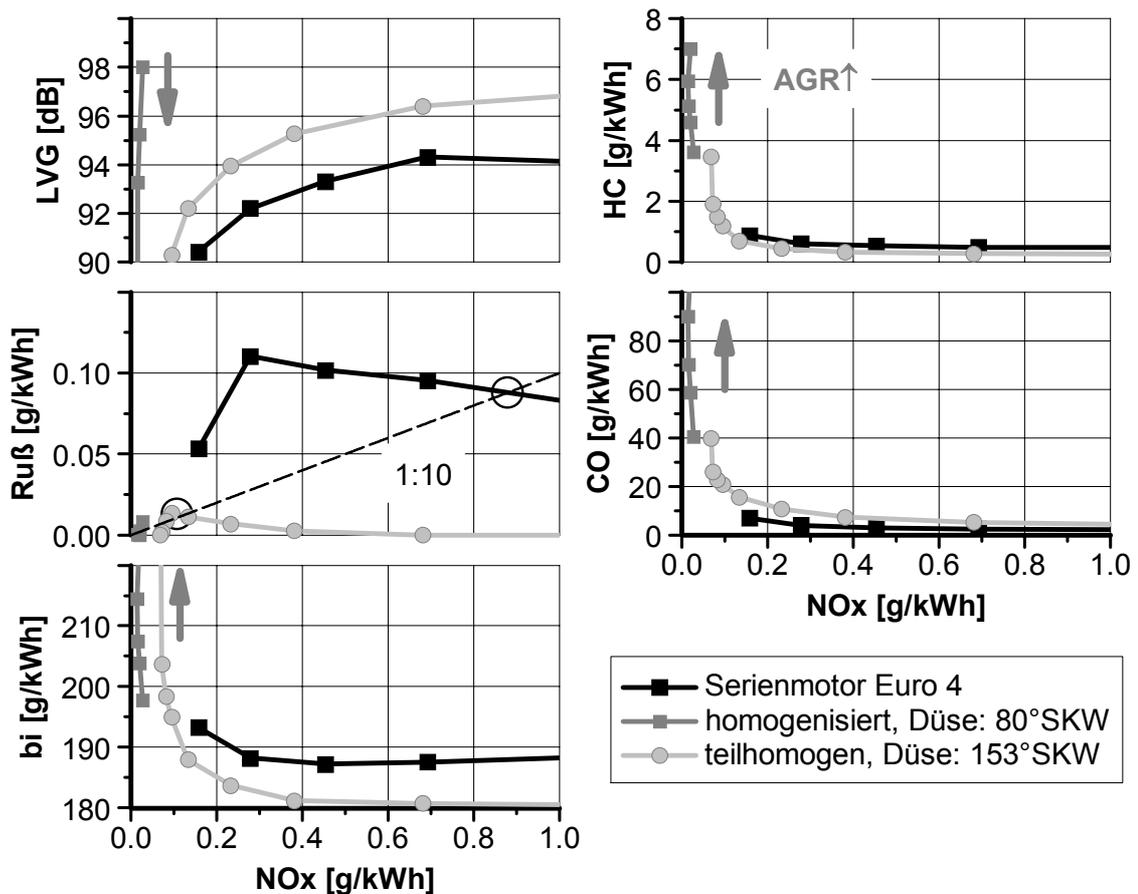


Abbildung 7.1: Vergleich des homogenisierten bzw. teilhomogenen Konzeptes mit dem Serienbrennverfahren. Betriebspunkt 2000/4: 2000/min, VE = 18.5 mm³. Serienmotor: Raildruck 650 bar, mit Piloteinspritzung, ABHE = 0.5 °KW v. OT. Homogenisiert: Raildruck 1200 bar, Blockeinspritzung ABHE = 30 °KW v. OT. Teilhomogen: Raildruck 1200 bar, Blockeinspritzung ABHE = 15 °KW v. OT.

In Abbildung 7.1 ist ein Vergleich der entwickelten homogenisierten und teilhomogenen Konzepte am Betriebspunkt 2000/4 dargestellt. Das Serienbrennverfahren verwendet eine Piloteinspritzung zur Reduzierung des Zündverzuges und damit des vorgemischten Anteils der Verbrennung, der für ein hohes Verbrennungsgeräusch bei niedrigen AGR-Raten verantwortlich ist. Das homogenisierte Brennverfahren erreicht durch eine sehr frühe Einspritzung mit einem hohen Druck eine vollständig vorgemischte und relativ gut homogenisierte Kraftstoffverteilung. Das Verbrennungsgeräusch ist erst bei sehr hohen AGR-Raten auf dem Niveau des Serienmotors. Die hohen AGR-Raten führen zudem zu einer sehr kalten Verbrennung mit einer geringen thermischer NO-Bildung, aber sehr hohen HC- und CO-Emissionen, da die Nachoxidation sehr langsam abläuft. Der Kraftstoffverbrauch des homogenisierten Verfahrens liegt bei dieser Einstellung allerdings um ca. 10% über den Serienwerten. Die Ursachen hierfür sind in Kapitel 6.1.1 ausführlich beschrieben.

Das teilhomogene Brennverfahren zeigt nicht ganz das NO_x-Reduzierungspotenzial des homogenisierten Verfahrens, da bei hohen AGR-Raten die Verbrennung stark nach „spät“ verlagert wird, was im Extremfall zu Aussetzern führt. Eine Lösungsmöglichkeit ist das Konstanthalten des 50%-Umsatzpunktes der Verbrennung mit Hilfe des Einspritzbeginnes. Der Hauptvorteil des teilhomogenen Verfahrens liegt darin, dass sich bei einem vergleichbaren Verbrennungsgeräusch Vorteile hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und HC-Emission gegenüber dem Serienbrennverfahren ergeben – bei äußerst geringer Ruß- und Stickoxidemission. Der geringere Kraftstoffverbrauch ist eine Folge der wesentlich schneller, d.h. wirkungsgradgünstiger ablaufenden, vorgemischten Verbrennung.

Die geringeren HC-Emissionen im Vergleich zum Serienbrennverfahren kommen durch eine größere freie Strahllänge aufgrund des größeren Muldendurchmessers in Verbindung mit einer reduzierten flüssigen Strahleindringtiefe der Düse mit HD320 zustande. Der hohe Vormischanteil führt jedoch auch hier zu ausgemagerten Bereichen mit erhöhten CO-Emissionen. Üblicherweise werden Dieselmotoren mit einem Ruß/NO_x-Verhältnis von 1:10 appliziert, da hiermit die kontinuierliche Regeneration des Partikelfilters (CRT) sichergestellt ist. Zudem ist dieses Verhältnis aufgrund der bisherigen europäischen Schadstoffgrenzwerte für Dieselmotoren vorgegeben. Mit einer derartigen Applikation ergibt sich eine NO_x-Reduzierung von 98% im Falle des homogenisierten und 89% im Falle des teilhomogenen Brennverfahrens.

Der Betriebspunkt 2000/8 der oberen Teillast kann aufgrund der sonst zu hohen Druckgradienten nicht mehr homogenisiert mit früher Einspritzung eingestellt werden. Aus diesem Grund ist in Abbildung 7.2 die Hardware-Variante mit 80° Spritzkegelwinkel auch teilhomogen, d.h. mit einem OT-nahen Einspritzzeitpunkt dargestellt.

Das teilhomogene Brennverfahren zeigt eine ausgezeichnete AGR-Verträglichkeit, die Stickoxidemissionen können bei sehr geringer Rußemission auf unter 0.5 g/kWh abgesenkt werden. Die Düse mit 153° Spritzkegelwinkel hat bei diesem OT-nahen Einspritzzeitpunkt offensichtlich eine signifikant bessere Gemischverteilung. Aus diesem Grund kann die Einspritzung bei gleicher bzw. geringerer Rußemission deutlich früher erfolgen, die dadurch frühere Verbrennungslage führt zu einem höheren Wirkungsgrad im Hochdruckteil bzw. zu einem geringeren Kraftstoffverbrauch. Bei einem akzeptablen Verbrennungsgeräusch von ca. 94 dB und einem Verhältnis von Ruß/NO_x von 1:10 ergibt sich eine Reduzierung der Stickoxid- und Rußemissionen um ca. 85%. Der Kraftstoffverbrauch steigt durch die spätere Verbrennungslage um ca. 5% im Falle der Düse mit 153° Spritzkegelwinkel und um ca. 10% bei der Düse mit 80° Spritzkegelwinkel.

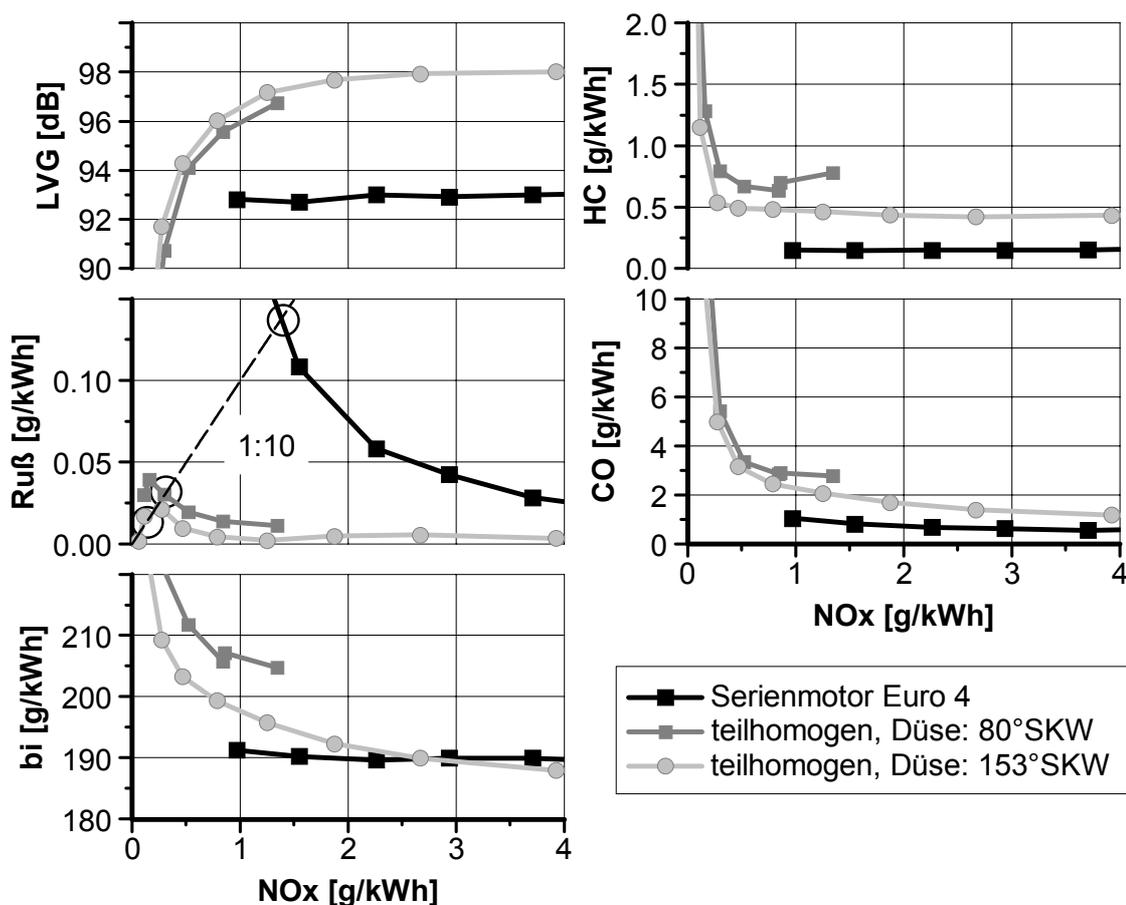


Abbildung 7.2: Vergleich der teilhomogenen Konzepte (80° SKW u. 153° SKW) mit dem Serienbrennverfahren. Betriebspunkt 2000/8: 2000/min, VE = 32 mm³. Serienmotor: Raildruck 870 bar, mit Piloteinspritzung, ABHE = 4 °KW v. OT. Teilhomogen (80°SKW): Raildr. 1200bar, Blockeinspr. ABHE = 1.5°KW v. OT. Teilhom. (153°SKW): Raildr. 1200 bar, Blockeinspr. ABHE = 2.5°KW v. OT.

7.1.2 Volllast

Aufgrund der hohen Anforderungen hinsichtlich Leistungs- und Drehmomentdichte wird der direkteinspritzende Dieselmotor an der Volllast mit einem niedrigen Luftverhältnis betrieben. Aus diesem Grund muss das Gemischbildungsverfahren die zu Verfügung stehende Luft möglichst gut ausnutzen, um trotz des niedrigen Luftverhältnisses die Grenzwerte hinsichtlich Schwarzauchemission einzuhalten. Die Vorgehensweise und die Einstellwerte bei den hier beschriebenen Volllastuntersuchungen sind in Kap. 4.3 detailliert erläutert. In Abbildung 7.3 werden zunächst die Düsen – Muldenkombinationen mit kleinen Spritzkegelwinkeln den Ergebnissen des Serienmotors gegenübergestellt. Die Volllastwerte ergeben sich als maximal erreichbarer indizierter Mitteldruck unter Einhaltung der Grenzen bezüglich Zylinderspitzenruck, Abgastemperatur und Schwarzauch (FSN). Aufgrund des um 27 % reduzierten Durchflusswertes der Düsen mit HD320 gegenüber dem Serienmotor wird zur zumindest teilweisen

Kompensation der Einspritzdruck um den maximal möglichen Wert von 18 % erhöht. Damit wird bei einer Drehzahl von 4200/min der maximal mögliche Einspritzdruck des Systems von 1600 bar erreicht. Bei Drehzahlen bis 2000/min kann mit allen Varianten der Mitteldruck des Serienmotors erreicht bzw. überboten werden. Die höhere Spritzlochzahl gegenüber der Seriendüse führt zu einer verbesserten Luftausnutzung zwischen den Strahlsegmenten auch bei niedriger Ladungsbewegung.

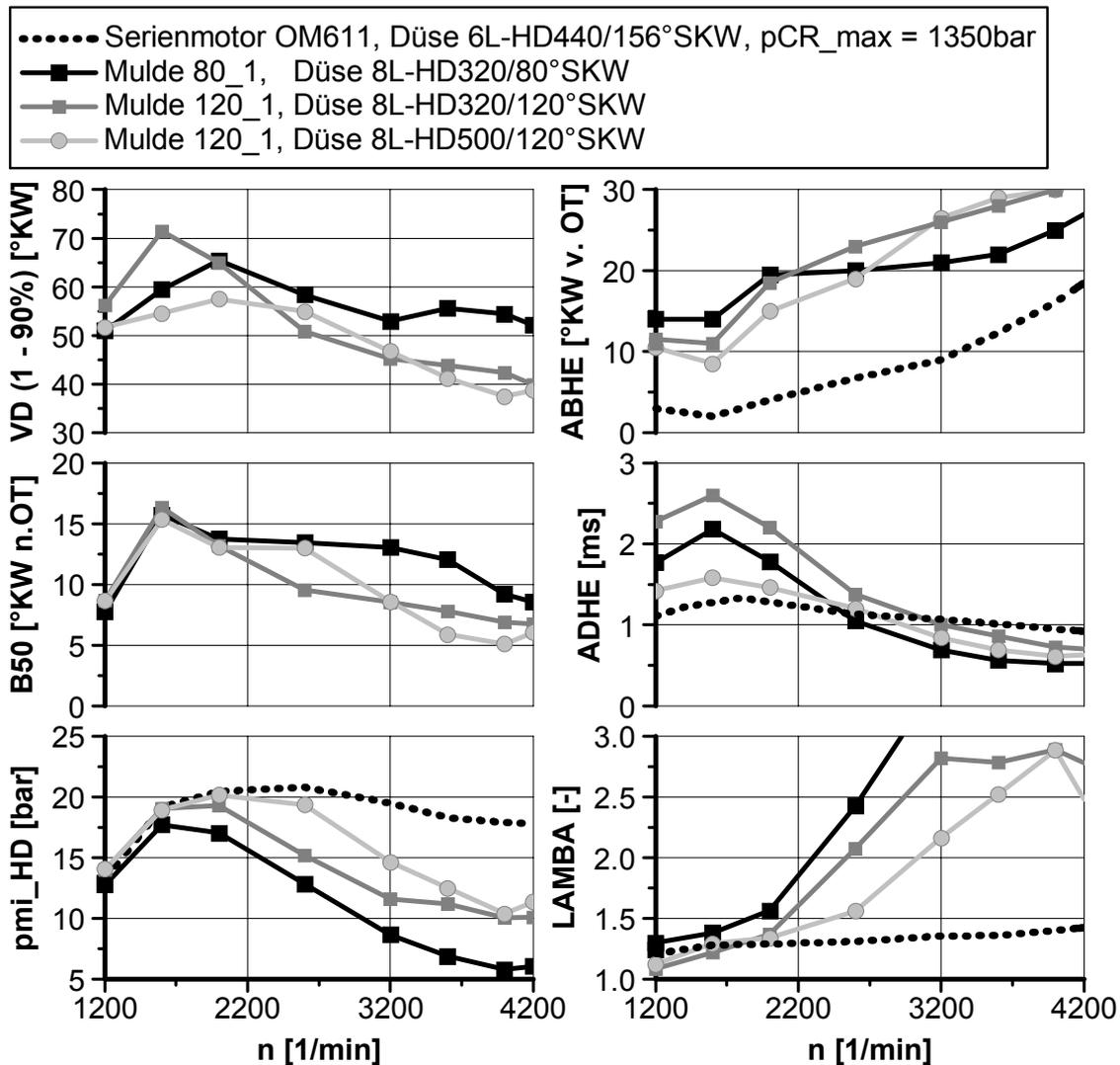


Abbildung 7.3: Volllastvergleich der Düsen mit kleinem Spritzkegelwinkel mit dem Serienmotor

Der mit dem Einspritzdruck steigende Strahlkegelwinkel und die längeren Spritzdauern unterstützen diesen Effekt. Somit kann mit der Düse 8L-HD320/120°SKW das globale Luftverhältnis im Bereich 1200-1600/min bei konstanter Schwarzrauchemission gegenüber dem Serienbrennverfahren deutlich verringert werden. Allerdings sind die Ansteuerdauern des Injektors und demzufolge die Einspritzdauern deutlich höher. Damit sich keine

wirkungsgradungünstige späte Verbrennungslage ergibt, liegt die Injektorbestromung um ca. 10 °KW vor den Serienwerten. Die längere Verbrennungsdauer wird durch die verlängerte Einspritzdauer hervorgerufen und führt zu einer geringfügigen Verschlechterung des Wirkungsgrades.

Bei hohen Drehzahlen ist bei allen Düsen mit einem kleinen Spritzkegelwinkel ein signifikant niedrigerer Mitteldruck zu beobachten. Durch eine Erhöhung des hydraulischen Durchflusses bei 120° Spritzkegelwinkel ist im mittleren Drehzahlbereich eine deutliche Anhebung des Mitteldrucks möglich, bei Nenn-drehzahl ist diese Maßnahme allerdings auch nicht Ziel führend. Als Gründe für die Verbesserungen im mittleren Drehzahlbereich können vor allem die kürzere Einspritzdauer und die bessere Luftefassung durch die erhöhte Strahleindringtiefe angeführt werden. Bei hohen Drehzahlen kann jedoch keine Verbesserung erreicht werden. In [142][141] wird berichtet, dass durch eine Drallreduzierung die Gemischverteilung bei hohen Drehzahlen deutlich verbessert werden kann.

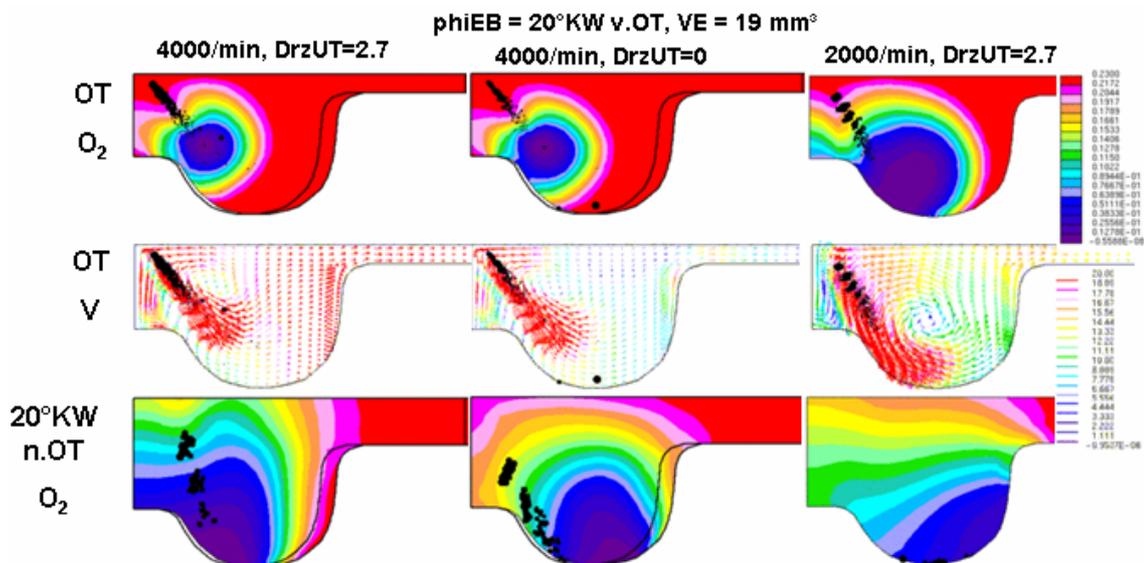


Abbildung 7.4: Einfluss des Dralls und der Drehzahl auf die Gemischverteilung. CFD-Simulation der Vollast mit der Düse 8L-HD320/80°SKW. Geschwindigkeitsverteilung (v), Sauerstoffkonzentration (O_2). Einspritzbeginn: 20°KW v. OT. Simulation: G. Barroso, ETH Zürich

Die CFD-Simulation in Abbildung 7.4 stellt die Luftefassung in der Strahlebene anhand der Sauerstoffkonzentration und des Geschwindigkeitsfeldes bei einer Kolbenstellung in OT und 20 °KW nach OT dar. In der Simulation wird der Drall des untersuchten Motors auf Null reduziert, dadurch ist nur eine geringfügige Verbesserung der Luftefassung zu beobachten. Die Hauptursache für die schlechte Luftausnutzung bei einer hohen Drehzahl ist jedoch die Tatsache, dass der strahlinduzierte Wirbel, der für die Gemischverteilung verantwortlich ist, sich nur bei einer Einspritzung in der Nähe des OT ausbilden kann. Die Simulation bei 2000/min zeigt im Vergleich zur Simulation bei 4000/min diesen

Effekt. Prinzip bedingt sind die Einspritzdauern bei hoher Drehzahl und emissionsoptimalen Düsendurchflüssen zu lang für ein Brennverfahren mit einem kleinen Spritzkegelwinkel. Eine Anhebung des Düsendurchflusses führt jedoch zu einer Verschlechterung der Emissionswerte in der Teillast. Aus diesem Grund wird das Brennverfahren mit einem kleinen Spritzkegelwinkel mit dem vorhandenen Einspritzsystem als nicht Ziel führend angesehen.

Die Untersuchung der Düsen mit einem serienähnlichen Spritzkegelwinkel von 153° ist in Abbildung 7.5 dargestellt. Die Werte des Serienmotors können mit der Düse 8L-HD320/153°SKW trotz der deutlich längeren Einspritzdauer gut erreicht werden. Eine Reduzierung des hydraulischen Durchflusses auf HD240 verringert jedoch deutlich den Mitteldruck bei hohen Drehzahlen.

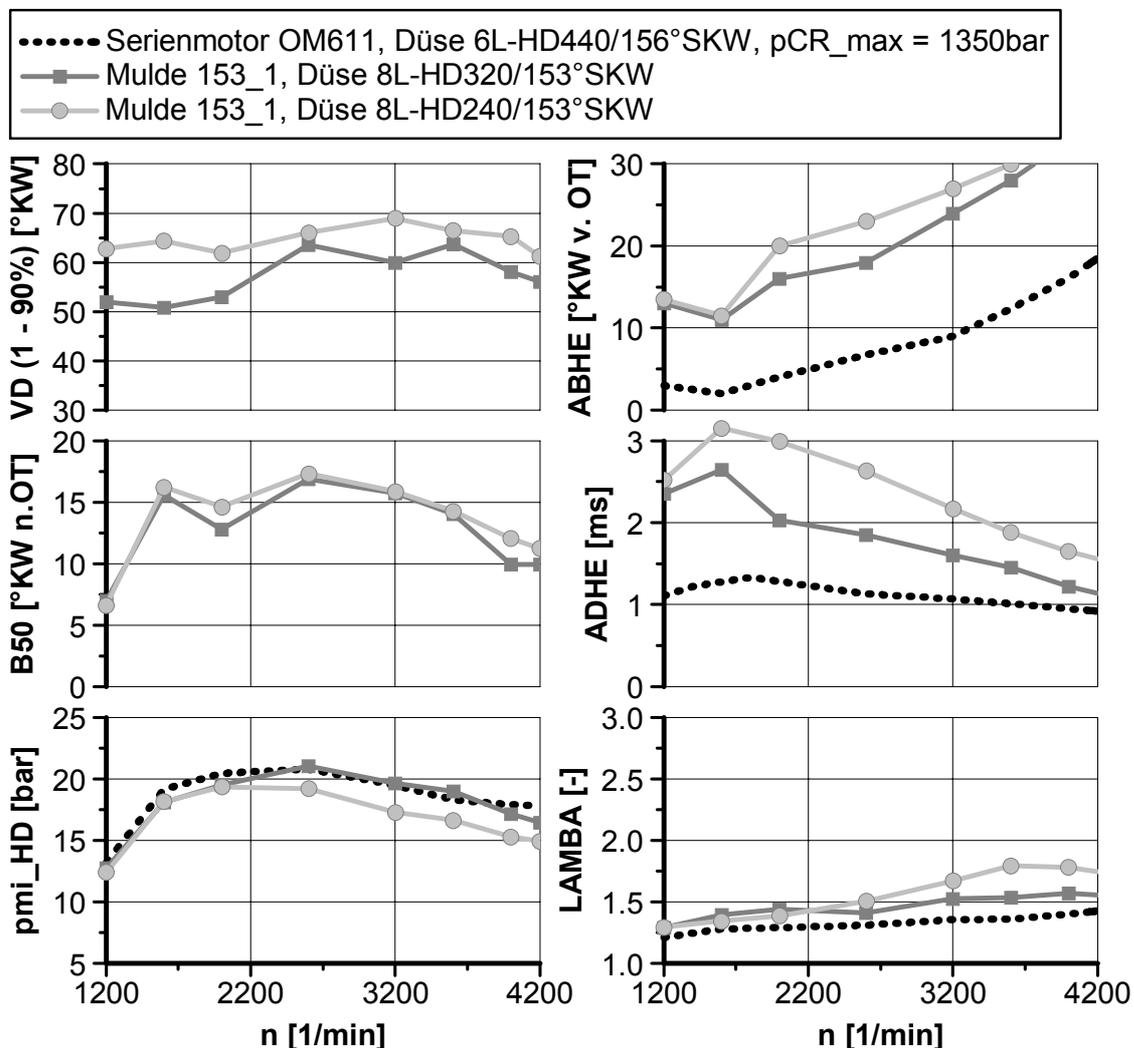


Abbildung 7.5: Vollastvergleich der Einspritzdüsen mit 153° Spritzkegelwinkel mit dem Serienmotor.

Die Ursache hierfür ist die lange Einspritzdauer, die trotz der geringeren Einspritzmenge zu einer längeren Brenndauer führt. Durch die länger

andauernde Verbrennung verkürzt sich die Zeit zur Rußnachoxidation. Das bedeutet, dass bei gleicher Schwarzrauchemission die Düse mit einem höheren Durchfluss eine bessere Luftausnutzung aufweist, d.h. es kann ein geringeres Luftverhältnis eingestellt werden. Aufgrund des gegenüber dem Serienmotor um drei Einheiten geringeren Verdichtungsverhältnisses kann der Ansteuerbeginn unter Einhaltung des zulässigen Zylinderspitzendruckes um ca. 10°KW früher erfolgen. Dadurch liegt der 50%-Umsatzpunkt (B50) wirkungsgradgünstiger, d.h. früher als beim Serienbrennverfahren. In Verbindung mit der verbesserten einspritzseitigen Gemischaufbereitung durch den höheren Einspritzdruck und den verringerten Spritzlochdurchmesser führt dies zu einer deutlichen Steigerung des Verbrennungswirkungsgrades. Das Verbrennungsgeräusch bleibt trotz des deutlich früheren Einspritzbeginns auf dem Niveau des Serienbrennverfahrens. Der Grund hierfür ist die geringere Einspritzrate der Düsen mit HD320 u. HD240, die zu einer kleineren während des Zündverzuges eingespritzten Menge führt.

8 Strategien zur Verbrennungssteuerung

Die experimentellen Untersuchungen in Kapitel 5.4 zeigen eine starke Abhängigkeit der homogenisierten und teilhomogenen Brennverfahren von der Ladungszusammensetzung und der Ladungstemperatur. Insbesondere im transienten Motorbetrieb werden deshalb extrem hohe Anforderungen an die Ladedruck- und AGR-Regeldynamik gestellt, um die genannten Größen innerhalb der zulässigen Grenzen zu halten. Bei homogenisierten und teilhomogenen Brennverfahren führen zu geringe AGR-Raten zu einem hohen Verbrennungsgeräusch, zu hohe AGR-Raten führen zu hohen HC- und CO-Emissionen und im Extremfall zu Verbrennungsaussetzern. Bei teilhomogenen Brennverfahren kann eine zu hohe AGR-Rate unter Umständen auch zu einer hohen Schwarzauchmission führen. Zur erfolgreichen Umsetzung einer homogenisierten oder teilhomogenen Verbrennung im transienten Betrieb bieten sich zwei Möglichkeiten der zyklusselektiven, schnellen Verbrennungssteuerung an:

- **Einspritzseitige Steuerung:** Anpassung des Brennverfahrens hinsichtlich Einspritzzeitpunkt und -verlauf an die gegebene Ladungszusammensetzung und –temperatur.
- **Thermodynamische Steuerung:** Direkte, schnelle Steuerung der Ladungszusammensetzung und –temperatur.

Beide genannten Stellgrößen bzw. Steuerungsmöglichkeiten können für den transienten Motorbetrieb im Rahmen einer closed-loop Verbrennungsregelung eingesetzt werden. Damit ist es möglich, die Verbrennung im optimalen Fenster hinsichtlich Emissionen, Kraftstoffverbrauch und Verbrennungsgeräusch zu halten. Als „Verbrennungssensoren“ zur Bestimmung der Regelgröße bieten sich die Messung des Zylinderdrucks [143], des Ionenstroms und des Körperschalls bzw. der Beschleunigung der Motorstruktur an.

Für eine gute Regelbarkeit ist jedoch eine möglichst geringe Sensitivität der Verbrennung gegenüber den „trägen“ Größen Ladungszusammensetzung d.h. AGR-Rate und Ladungstemperatur wünschenswert. In Abbildung 8.1 ist die AGR-Sensitivität mit Bezug auf den maximalen Druckgradienten und den 50%-Umsatzpunkt bei verschiedenen Brennverfahren dargestellt. Die Pilot-einspritzung des konventionellen Brennverfahrens gewährleistet konstante Zündbedingungen für die Haupteinspritzung. Dadurch läuft die Verbrennung weitgehend mischungskontrolliert und mit einer geringen Abhängigkeit von der AGR-Rate ab. Zum Vergleich der alternativen Brennverfahren wird die Steigung (m) in einem sinnvollen Bereich des maximalen Druckgradienten zwischen 2 und 7 bar/°KW berechnet. Das teilhomogene Brennverfahren zeigt eine

wesentlich geringere Empfindlichkeit der Verbrennungskennwerte von der AGR-Rate als das homogenisierte Brennverfahren.

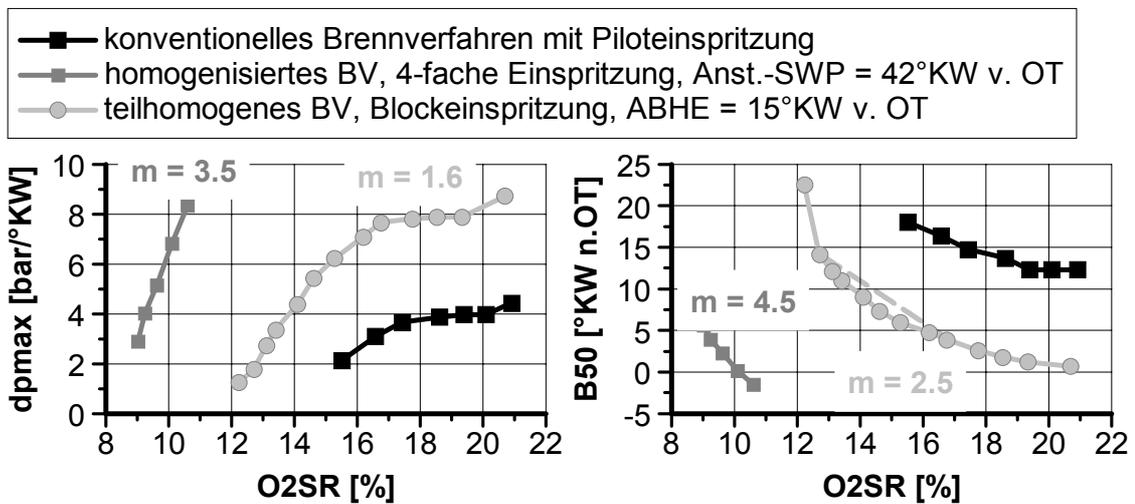


Abbildung 8.1: Sensitivität des maximalen Druckgradienten und des 50%-Umsatzpunktes verschiedener Brennverfahren auf die Abgasrückführung. Messung am Betriebspunkt 2000/4, Raildruck 1200 bar, Düse: 8L-HD320/153°SKW. m : Steigung der Kurven im relevanten Betriebsbereich.

8.1 Einspritzzeitige Steuerung

Die in Kapitel 5.4 durchgeführten Untersuchungen zeigen deutliche Vorteile für ein teilhomogenes Brennverfahren mit einem OT-nahen Einspritzzeitpunkt. Der bedeutsamste Unterschied der teilhomogenen zu den homogenisierten Brennverfahren liegt aber in der Abhängigkeit des Verbrennungsablaufes vom Einspritzzeitpunkt. Dadurch ist es möglich, Verbrennungsgrößen über den Einspritzzeitpunkt zu regeln.

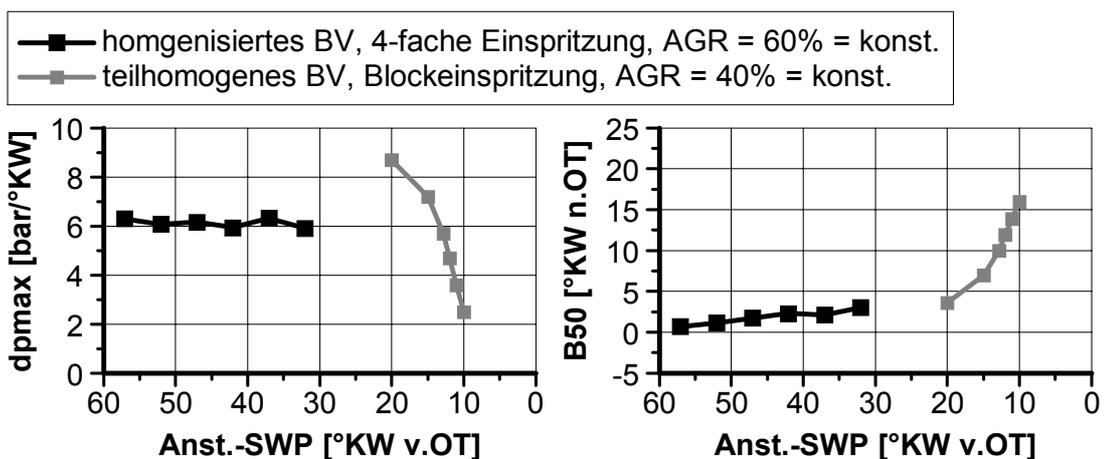


Abbildung 8.2: Sensitivität des maximalen Druckgradienten und des 50%-Umsatzpunktes alternativer Brennverfahren auf die Ansteuerschwerpunkt (Anst.-SWP).. Betriebspunkt 2000/4, Raildruck 1200 bar, Düse: 8L-HD320/153°SKW.

In Abbildung 8.2 ist die Sensitivität der Verbrennung auf den Einspritzzeitpunkt bzw. den Ansteuerbeginn dargestellt. Die AGR-Rate ist jeweils konstant auf 60 % bzw. 40 % eingestellt. Das homogenisierte Brennverfahren zeigt praktisch keinen Einfluss des Einspritzbeginns auf den Druckgradienten und nur einen leichten Einfluss auf den 50 %-Umsatzpunkt. Als Ursache hierfür ist die sehr lange Zündverzugszeit des homogenisierten Brennverfahrens zu nennen, die selbst bei einer deutlichen Verkürzung noch ausreichend ist, um eine weitgehende Ladungshomogenisierung zu erreichen.

Das teilhomogene Brennverfahren hat eine sehr starke Abhängigkeit der Verbrennungskennwerte dp_{max} und B50 vom Ansteuerbeginn. Diese Abhängigkeit kann dazu benutzt werden, um mittels einer closed-loop Verbrennungsregelung eine Abweichung oder Zylinderunterschiede von der Soll-AGR-Rate mit dem Einspritzzeitpunkt so auszugleichen, dass weder ein zu hohes Verbrennungsgeräusch, noch Aussetzer oder hohe Schwarzrauchemissionen auftreten.

8.1.1 Quasi-vorgemischte Dieselerbrennung mit stark reduziertem Spritzlochdurchmesser

Der Grundgedanke der „quasi-vorgemischten“ Dieselerbrennung beruht darauf, eine rußfreie Dieselerbrennung bei einem gleichzeitig akzeptablen Verbrennungsgeräusch zu realisieren. Der Kraftstoff wird nach der gewünschten Form des Brennverlaufes zugeführt, aber die Entflammung tritt erst in gut vorgemischten Bereichen ohne Rußbildung auf. Das könnte durch eine äußerst gute einspritzseitige Gemischaufbereitung erreicht werden. Grundlegende Untersuchungen an einer Einspritzkammer [144] mit verschiedenen Spritzlochdurchmessern zeigen eine starke Reduzierung der Rußbildung im Einspritzstrahl mit einem extrem geringen Lochdurchmesser. Gleichzeitig nimmt der Abstand des Entflammungsortes vom Düsenloch „lift-off length“ zu. Das heißt die Entflammung findet in besser aufbereiteten Bereichen statt. Die in Kapitel 6.5.2 dargestellten Untersuchungen zum Einfluss der Düsengeometrie bestätigen die geringere Rußemission bei einer Reduzierung des Spritzlochdurchmessers.

Die motorischen Untersuchungen werden zunächst mit einer lasergebohrten 8-Loch Düse mit 82 μm Spritzlochdurchmesser, im Folgenden mit 8L-HD160/164°SKW bezeichnet, durchgeführt. Die Emissionsergebnisse am Betriebspunkt 2000/6 mit der Düse 8L-HD320/153°SKW als Vergleichsbasis sind in Abbildung 8.3 dargestellt. Der 50%-Umsatzpunkt wird bei den Messungen mit Hilfe des Ansteuerbeginns der Haupteinspritzung (ABHE) konstant gehalten. Mit steigender AGR-Rate muss aus diesem Grund der Ansteuerbeginn nach „früh“ verstellt werden, um den steigenden Zündverzug und die steigende Brenndauer zu kompensieren.

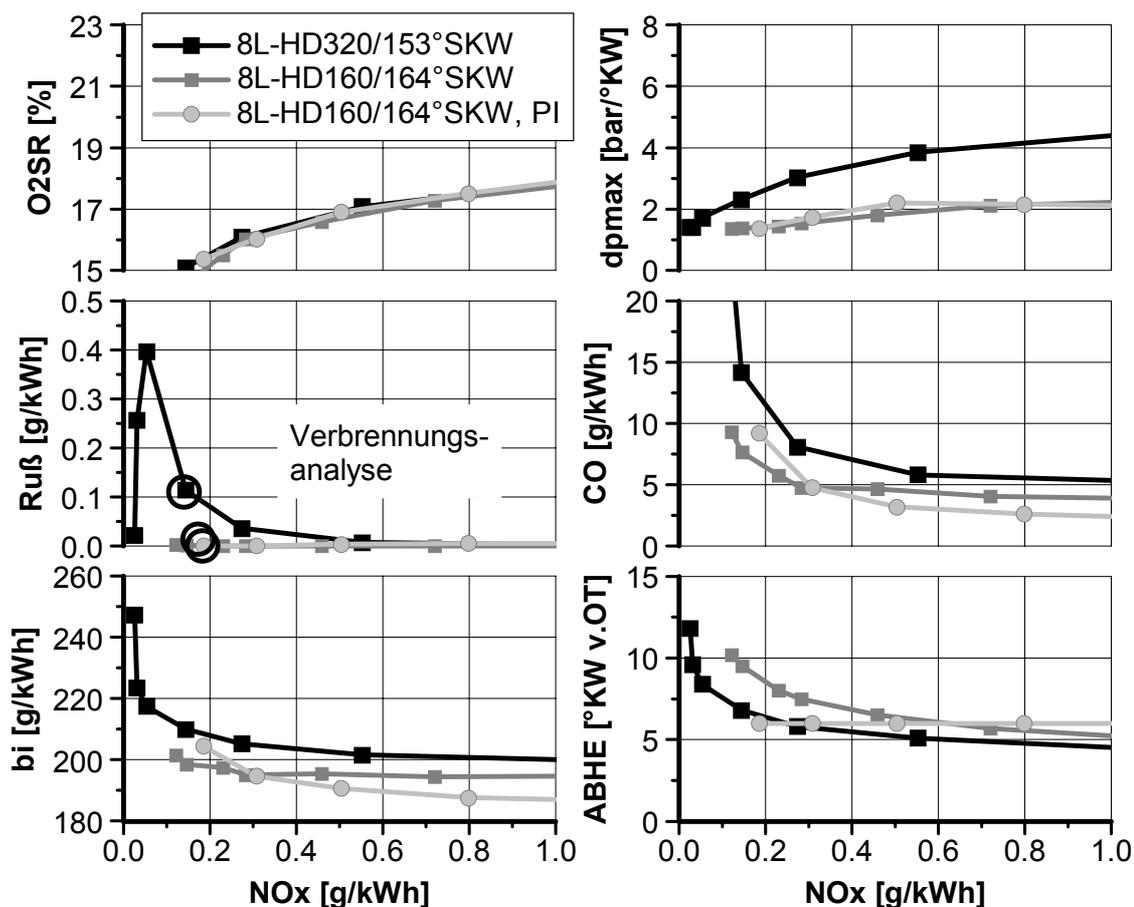


Abbildung 8.3: AGR-Variation am Betriebspunkt 2000/6 mit $p_{CR}=1200\text{bar}$. Blockeinspritzung: 50%-Umsatzpunkt konstant bei 19°KW n. OT . Piloteinspritzung (PI): 50%-Umsatzpunkte bei 14°KW n. OT .

Die Basisdüse 8L-HD320/153°SKW zeigt einen deutlichen Ruß- NO_x Trade-Off durch eine Entflammung in fetten Gemischbereichen. Die CO-Emission steigt aus diesem Grund bei hohen AGR-Raten ebenfalls stark an. Die Düse mit stark reduziertem Spritzlochdurchmesser 8L-HD160/164°SKW hat wegen der sehr guten einspritzseitigen Gemischaufbereitung keine Rußemission. Die CO-Emission ist aufgrund der Verbrennung in Bereichen mit höherem Luftverhältnis insbesondere bei hohen AGR-Raten deutlich geringer. Durch den geringeren hydraulischen Durchfluss (HD) ist die Einspritzdauer wesentlich länger. Bei einem identischen 50 %-Umsatzpunkt ist aus diesem Grund der Druckgradient (dp_{max}) nur halb so groß. Mit steigender AGR-Rate ist die Verbrennungsdauer und der Druckgradient immer weniger von der Einspritzrate abhängig. Der hohe Inertgasanteil und der niedrige Sauerstoffgehalt bewirken einen längeren Zündverzug und eine verlangsamte Reaktionsgeschwindigkeit. Eine Piloteinspritzung bei der Düse 8L-HD160/164°SKW hat bei geringen AGR-Raten den Vorteil, dass die Zündbedingung für die Haupteinspritzung gleich bleibend gut ist und eine Regelung des 50%-Umsatzpunktes nicht erforderlich ist. Bei hohen AGR-Raten jedoch ist kein Umsatz der Voreinspritzmenge zu

beobachten, siehe Abbildung 8.4 rechts. Der 50 %-Umsatzpunkt hängt hier deutlich von der AGR-Rate ab und muss mit dem Ansteuerbeginn korrigiert werden. Aufgrund der sehr guten einspritzzeitigen Gemischaufbereitung stellt die Piloteinspritzung keinen Emissionsnachteil dar und führt insbesondere bei niedrigeren AGR-Raten zu einer stabileren Verbrennungslage

In Abbildung 8.4 ist eine Verbrennungsanalyse der in Abbildung 8.3 markierten Punkte ohne AGR sowie mit hoher AGR-Rate dargestellt. Die langsame Kraftstoffzufuhr mit der Düse 8L-HD160/164°SKW führt zu einer stärkeren Überlappung von Einspritzung und Verbrennung, sowohl mit als auch ohne AGR. Bemerkenswert ist, dass ohne AGR der Zündverzug der Düse 8L-HD160 deutlich länger ist, was auf eine höher „lift-off“ Länge hindeutet. D.h. die physikalischen Vorgänge Strahlerfall und Lufteinsaugung dominieren die Zündverzugszeit. Mit AGR ist der Zündverzug hauptsächlich von den reaktionskinetischen Vorgängen dominiert und liegt bei den untersuchten Düsen auf ähnlichem Niveau.

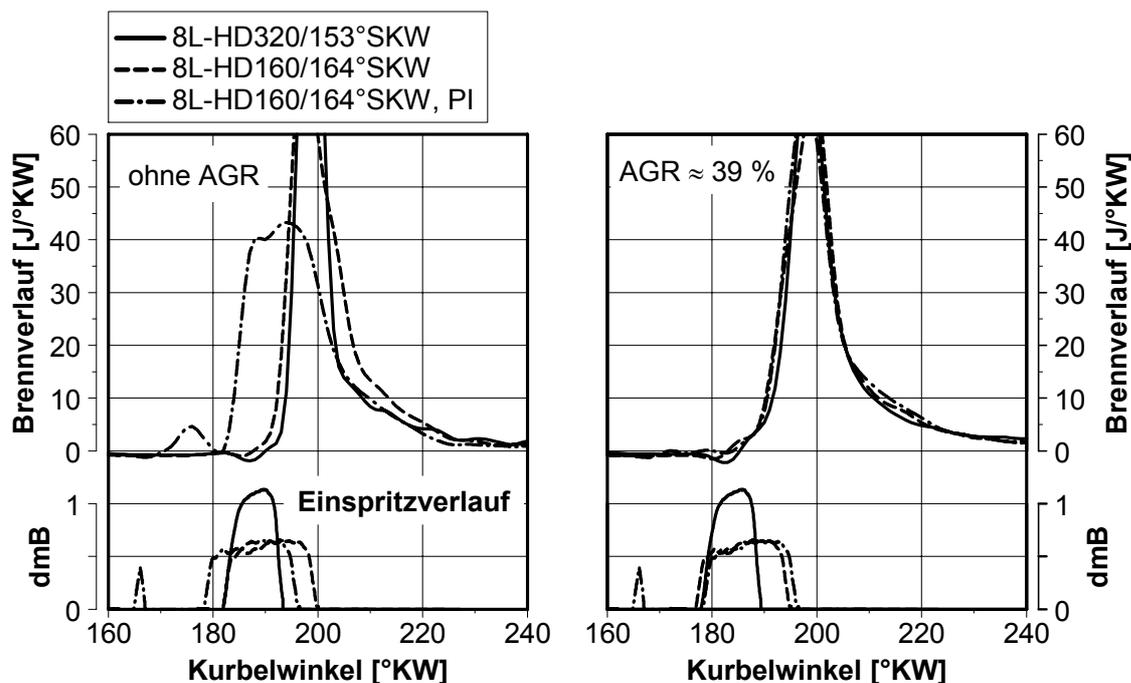


Abbildung 8.4: Verbrennungsanalyse am Betriebspunkt 2000/6

Zusammenfassend betrachtet ist eine allein durch die Einspritzrate geführte dieselmotorische Verbrennung ohne Ruß- und Stickoxidemissionen nicht möglich. Als Ursache hierfür ist die zur Vermeidung der Stickoxidbildung erforderliche hohe AGR-Rate, die hauptsächlich die Brennverlaufsform dominiert. Eine weitere Reduzierung des hydraulischen Durchflusses und des Spritzlochdurchmessers verbessert jedoch die instationäre Steuerbarkeit der Verbrennung durch eine Piloteinspritzung und ist die Basis für eine weitere Reduzierung der Stickoxid- und Rußemissionen.

8.2 Thermodynamische Steuerung

Die thermodynamische Steuerung der Verbrennung nutzt die Abhängigkeit der Selbstzündungsreaktionen bzw. der Reaktionskinetik von dem thermodynamischen Ladungszustand und der Ladungszusammensetzung. Diese Steuerungsvariante ist für homogene, selbstgezündete Brennverfahren, die keine Abhängigkeit vom Einspritzzeitpunkt aufweisen, die einzige Möglichkeit eine Verbrennungsregelung im Instationärbetrieb zu ermöglichen. Die für die Regelung des Selbstzündungsprozesses im Instationärbetrieb relevanten Größen können mit Hilfe eines variablen Ventiltriebs zyklusindividuell eingestellt werden. Als Stellgrößen kommen der Druck und die Temperatur während der Kompression in Betracht. Außerdem kann durch eine innere Abgasrückführung oder Einlass- bzw. Auslasskanalrückführung die Ladungszusammensetzung beeinflusst werden. Eine äußere Abgasrückführung kommt aufgrund der Trägheit als zyklusindividuelle Stellgröße nicht in Frage. Es müssen aber durch eine möglichst gute Vorsteuerung, eventuell auch modellbasiert, für eine Regelung ausreichende Randbedingungen bereitgestellt werden. Aufgrund der niedrigeren Temperatur ist stets ein möglichst hoher Anteil an externer AGR anzustreben, nur der zur Regelung erforderliche Anteil wird intern realisiert.

Im Folgenden werden zwei ausgewählte Strategien zur thermodynamischen Steuerung betrachtet. Mit Hilfe des Einlass-Schließt-Zeitpunktes (ES) wird die Temperatur in der Kompression bzw. das „Effektive Verdichtungsverhältnis“ verringert. Zur schnellen Variation der Ladungszusammensetzung stehen verschiedene Restgasstrategien zur Verfügung [145]: Ventilüberschneidung, Restgaskompression, Abgasvorlagern bzw. Abgasrücksaugen. Aufgrund des geringen Ventilfreigangs bei Dieselmotoren in OT ist die Restgasvariante „Ventilüberschneidung“ nicht praktikabel. Zur Verlängerung des Zündverzuges ist ebenfalls eine möglichst geringe Restgastemperatur wünschenswert. Aus diesem Grund scheidet die Restgaskompression aus. Das Abgasvorlagern ist wegen der hohen Temperaturen im Ansaugtrakt nicht wünschenswert. Als Variante zur detaillierten Untersuchung wird aus diesem Grund die Abgasrücksaugung gewählt.

Die im Folgenden dargestellten Untersuchungen werden mit dem Programmsystem GT-Power von der Firma Gamma Technologies an einem auf den Einzylinder-Forschungsmotor kalibrierten Motormodell vorgenommen

8.2.1 Steuerung der Ladungstemperatur durch Frühes bzw. Spätes Einlass Schließt

Der Zeitpunkt des Einlass Schließt (ES) bestimmt maßgeblich die Zylinderfüllung und den zur Kompression zur Verfügung stehenden Hub. Überlagert werden diese Effekte von den mit der Drehzahl steigenden gasdynamischen

Effekten. Zur Veranschaulichung der Zusammenhänge wird im Folgenden eine unendlich niedrige Motordrehzahl betrachtet und das „effektive Verdichtungsverhältnis“ abgeleitet.

Das geometrische Verdichtungsverhältnis ist folgendermaßen definiert:

$$\varepsilon_{\text{geo}} = \frac{V_H + V_C}{V_C} \quad (8.1)$$

Das effektive Verdichtungsverhältnis ist analog dazu über das Zylindervolumen bei ES definiert:

$$\varepsilon_{\text{eff}} = \frac{V(\varphi_{\text{ES}})}{V_C} \quad (8.2)$$

In Abbildung 8.5 ist der Zusammenhang zwischen dem effektiven Verdichtungsverhältnis und dem Zeitpunkt des Einlass Schließens (ES) bei verschiedenen geometrischen Verdichtungsverhältnissen dargestellt. Beispielsweise kann bei $\varepsilon_{\text{geo}} = 18$ durch ein späteres bzw. früheres ES von 58 °KW vor/nach UT ein $\varepsilon_{\text{eff}} = 15$ erreicht werden. Damit ergibt sich theoretisch derselbe Druck und dieselbe Temperatur nach der Kompression in OT.

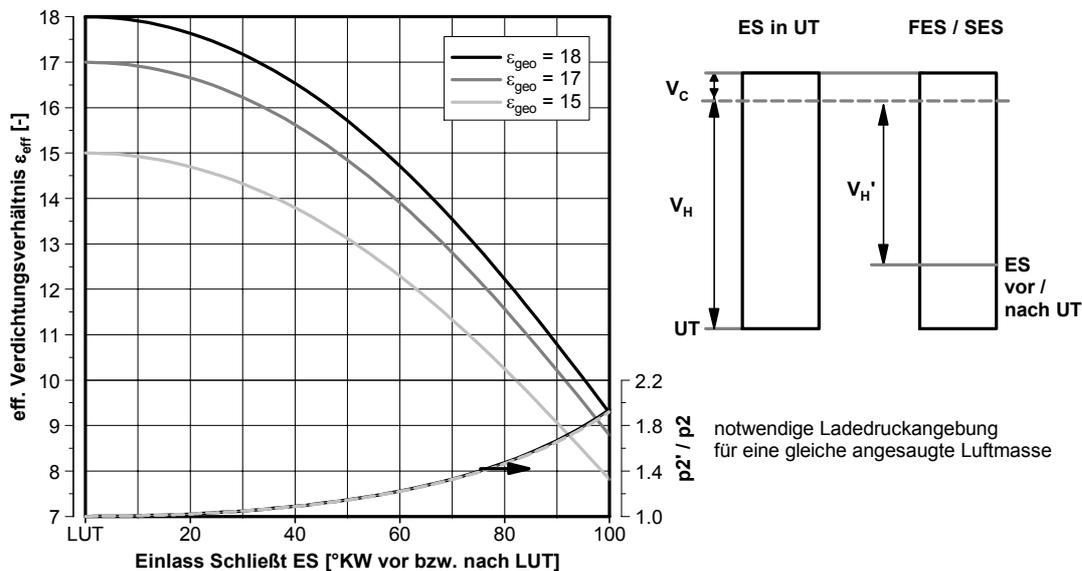


Abbildung 8.5: effektives Verdichtungsverhältnis in Abhängigkeit des Einlass Schließens, ohne gasdynamische Effekte

Durch das frühe bzw. späte Einlass Schließen reduziert sich allerdings die angesaugte Luftmasse. Im Fall des späten ES (SES) wird ein Teil der angesaugten Luftmasse wieder in das Saugrohr zurückgeschoben. Bei einem frühen ES (FES) wird weniger Luftmasse angesaugt. Im vorher angeführten Beispiel von ES = 58 °KW vor/nach UT müsste bei gleicher Ansaugtemperatur der Ladedruck um 20% erhöht werden, siehe Abbildung 8.5.

Im Folgenden werden mit Hilfe der 1D-Ladungswechselrechnung (GT-Power) verschiedene Einlassventilerhebungen zur Realisierung eines verringerten effektiven Verdichtungsverhältnisses untersucht. Bei den Varianten, dargestellt in Abbildung 8.6, handelt es sich um Ventilerhebungen, die mit einernockengetriebenen Ventilsteuerung realisiert werden können. Aus diesem Grund muss mit abnehmender Öffnungsdauer der Einlassventile der Hub reduziert werden, um die maximal zulässige Ventilbeschleunigung einzuhalten.

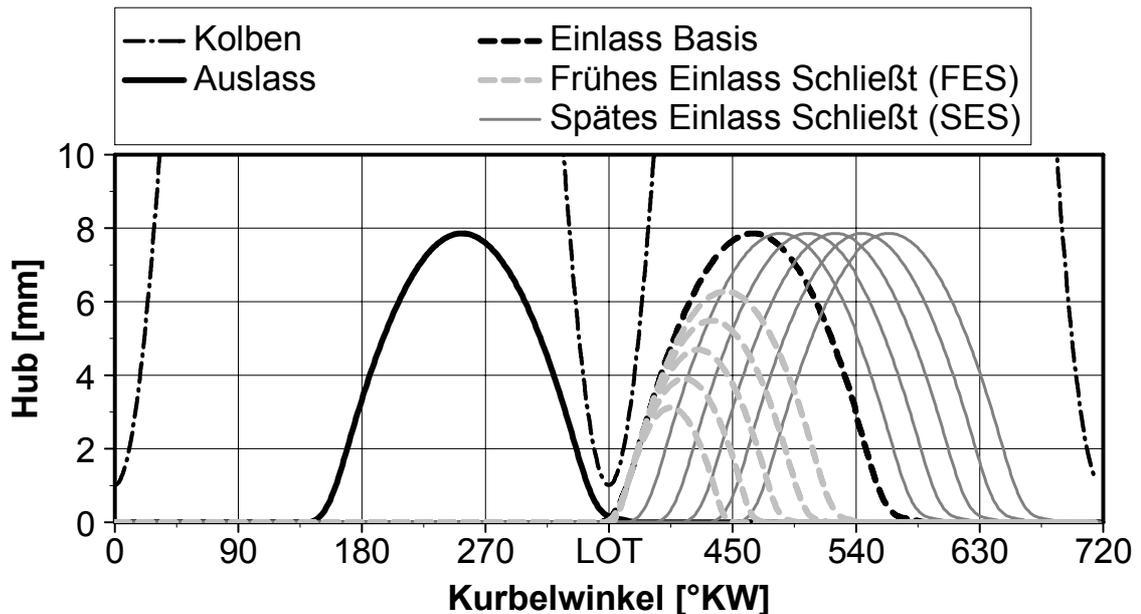


Abbildung 8.6: Ventilerhebungen für die Ladungswechselrechnung von FES und SES

Ein Spätes Einlass Schließt (SES) wird durch einen Nockenwellenphasensteller in Verbindung mit der Basis-Einlassventilhubkurve realisiert. Dadurch wird gleichzeitig der Öffnungszeitpunkt der Einlassventile nach „spät“ verstellt, siehe Abbildung 8.6.

Die Ergebnisse der Ladungswechselrechnung mit GT-Power sind in Abbildung 8.7 aufgetragen über der 0 mm Steuerzeit des Einlassventil Schließt (ES). Bei konstantem Ladedruck (p_{Ansaug}) verringert sich ausgehend von der Basissteuerzeit (ES = 50 °KW n. LUT) sowohl bei der Variante SES, als auch bei FES die angesaugte Luftmasse. Die Basissteuerzeit ist somit für eine optimale Füllung bei dieser Drehzahl ausgelegt. Die Temperatur im Ansaugkanal (T_{Ansaug}) entspricht bei FES der Temperatur im vorgeschalteten Beruhigungsbehälter. Bei SES wird ein Teil der bereits angesaugten und im Zylinder erwärmten Luft wieder in den Ansaugkanal und das Saugrohr zurückgeschoben. Dadurch steigt die Ansaugtemperatur. Der gewünschte Effekt, die Abkühlung der Gastemperatur in der Kompression (T_G), wird dadurch überdeckt. Bei der Variante FES hingegen kann eine signifikante Abkühlung der Gastemperatur erreicht werden. Problematisch ist bei beiden Varianten, dass

die Ladungswechselarbeit, im Diagramm durch den indizierte Ladungswechselmitteldruck ($p_{mi_{LW}}$) dargestellt, deutlich ansteigt. Das FES verursacht jedoch geringere Ladungswechselverluste, da im Gegensatz zu SES keine Drosselverluste beim Zurückschieben der bereits angesaugten Luft aufgewendet werden müssen.

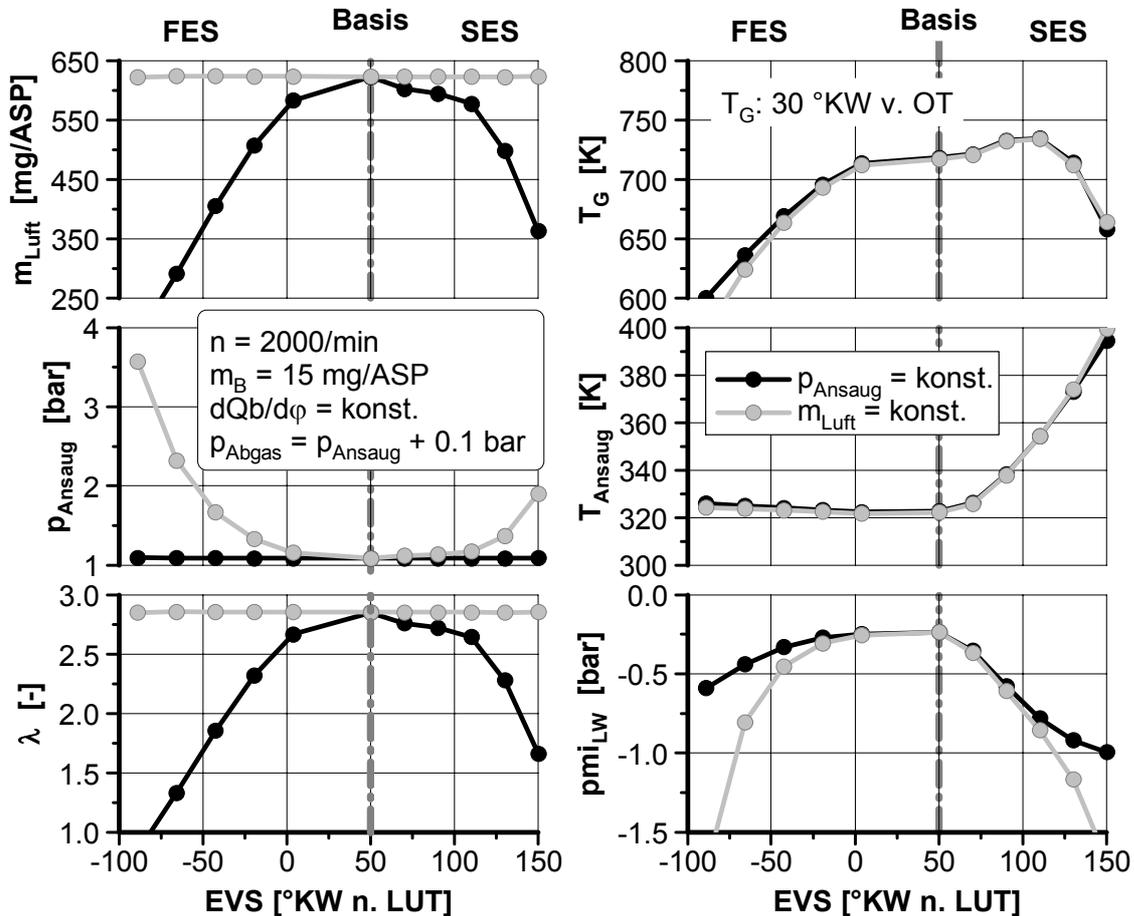


Abbildung 8.7: Ergebnisse der Ladungswechselrechnung für die Steuerstrategien FES und SES bei konstantem Ladedruck und bei konstanter Luftmasse ohne AGR.

Für konventionelle und u. U. auch für (teil-)homogenen Brennverfahren muss der mit FES oder SES auftretende Füllungsverlust durch eine Anhebung des Ladedrucks kompensiert werden. Dieses Verfahren wird auch als „Miller-Cycle“ bezeichnet [XX_Lit]. In Abbildung 8.7 ist eine Rechnung dargestellt, bei der die im Zylinder verbleibende Luftmasse (m_{Luft}) durch einen angehobenen Ladedruck konstant gehalten ist. Der Ladedruck muss beispielsweise für eine Gastemperaturabsenkung von 50 K mit FES um 0.6 bar angehoben werden. In der Realität bedeutet das für einen turboaufgeladenen Motor einen wesentlich höheren Abgasgedruck als die angenommenen 0.7 bar für die Simulation. Damit wäre die Ladungswechselarbeit nochmals höher. Abgesehen davon wäre selbst mit einer 2-stufigen Aufladung ein derart hoher Ladedruck an dem vorliegenden niedrigen Lastpunkt nicht zu erreichen.

Für einen stationären Betrieb mit einem turboaufgeladenen Motor scheint der Miller-Cycle aufgrund der o. g. Nachteile nicht Ziel führend, da die Temperaturabsenkung auch durch eine effektive Ladeluft- und AGR-Kühlung erreicht werden kann. Zur Verbrennungssteuerung im Instationärbetrieb ist die Temperaturabsenkung mit Hilfe des FES bzw. Miller-Cycles jedoch äußerst interessant. Es kann beispielsweise ein zu hohes Verbrennungsgeräusch aufgrund zu geringer externer AGR für wenige Arbeitsspiele durch eine Temperaturabsenkung mit FES kompensiert werden. Die stationären Untersuchungen in Kapitel 6.6.2 zeigen den deutlichen Einfluss der Temperatur auf den Verbrennungsablauf. Wie groß die Auswirkung einer Temperaturabsenkung mit FES im instationären Betrieb ist, hängt u. a. auch von der Brennraumwandtemperatur ab und ist nur im Experiment zu ermitteln. Der im stationären Fall gravierende Verbrauchsanstieg durch die höhere Ladungswechselerarbeit ist nicht so von Bedeutung, da nur wenige Arbeitsspiele mit FES betrieben werden.

8.2.2 Innere Abgasrückführung durch Abgasrücksaugen

Im Folgenden wird mit Hilfe der 1D-Ladungswechselrechnung (GT-Power) eine grobe Auslegung der Ventilhubverläufe zur inneren Abgasrückführung durch Abgasrücksaugen vorgenommen. Die verschiedenen untersuchten Ventilhubverläufe sind in Abbildung 8.8 dargestellt.

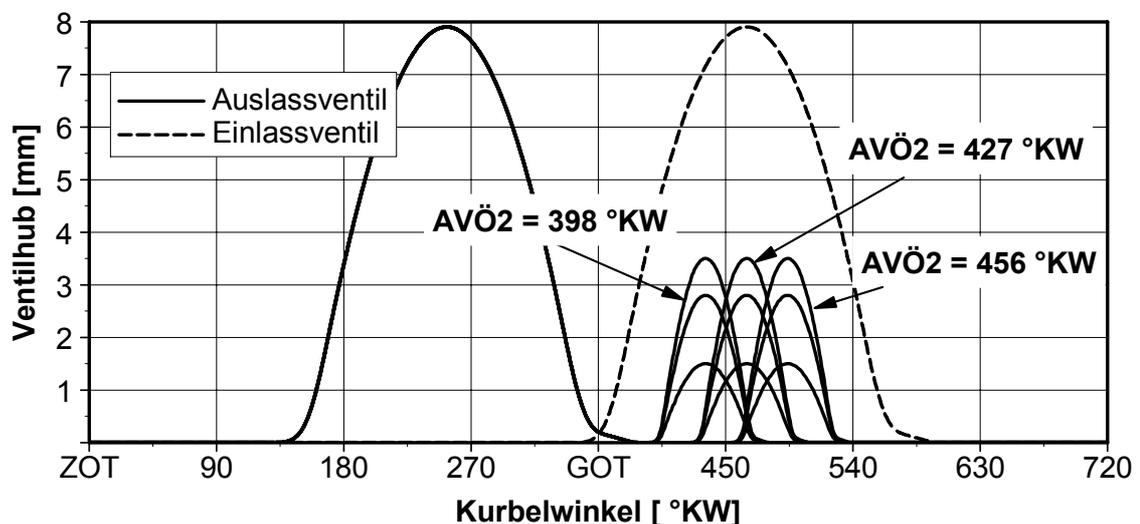


Abbildung 8.8: Ventilerhebungen für die Ladungswechselrechnung der inneren AGR-Strategie Abgasrücksaugen mit zweitem Auslassöffnen

Es werden drei Lagen des zweiten Auslassventilhubes (AVÖ2) bei drei verschiedenen Ventilhuben untersucht. Der Ventilhub bestimmt maßgeblich den zu Verfügung stehenden Öffnungsquerschnitt und damit die bei einem gegebenen Druckgefälle zwischen Abgassystem und Zylinder mögliche Abgasmenge, die zurückgesaugt werden kann. Ein zu großer Ventilhub kann

eine schlechte Steuerbarkeit der Abgasmenge bedeuten und verursacht auch eine höhere Reibleistung im Ventiltrieb.

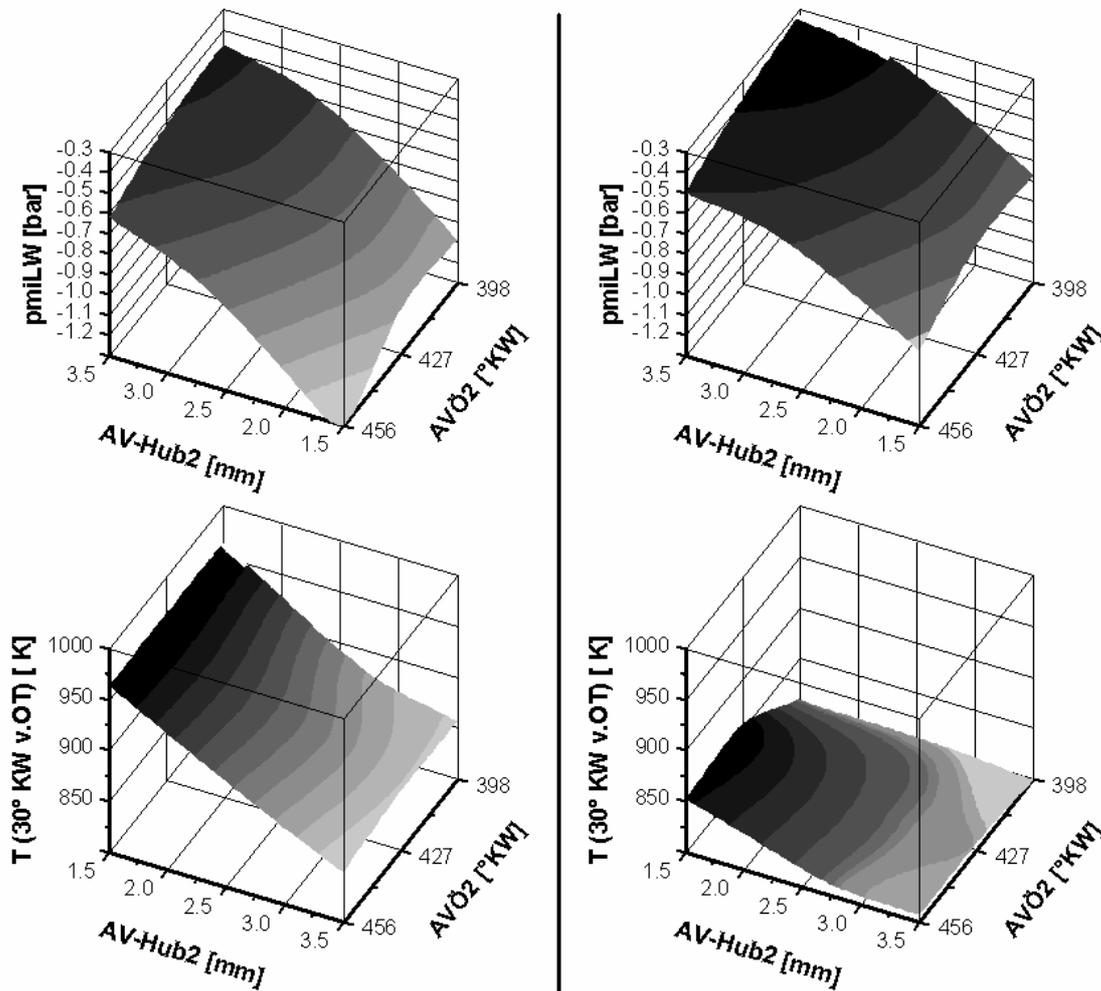


Abbildung 8.9: Ergebnisse der Ladungswechselrechnung „Abgasrücksaugen“. Alle Varianten mit 60% Restgas, linke Spalte ohne externe AGR, rechte Spalte 30% externe AGR

Aufgrund der 1D-Betrachtung des Ansaug- und Abgassystems bzw. der 0D-Betrachtung des Zylinders können keine Aussagen zur Mischung von Luft und Restgas gemacht werden. Insbesondere beim Einströmen aus dem Abgassystem in den Zylinder treten hier Mischungsvorgänge auf, die mit der Ladungswechselrechnung nicht berücksichtigt werden können. Für das Brennverfahren ist ebenfalls zu berücksichtigen, dass ein Einströmen durch die Auslassventile während der Ansaugphase eine beträchtliche Störung der Drallströmung darstellt. Dadurch kann es zu einer deutlichen Drallabsenkung kommen. Hinsichtlich der berechneten Gastemperatur im Zylinder können die Ergebnisse nur qualitativ bewertet werden, da die Wärmeübergänge in Einlass- und Auslasskanal von großer Bedeutung sind, genaue Modelle dazu aber nicht vorliegen.

Als Randbedingung für die Simulation, siehe Tabelle 8.1, wird die Ansaugtemperatur, der Restgasanteil und der Brennverlauf eines gemessenen (teil-)homogenen Betriebspunktes vorgegeben und konstant gehalten. Der Anteil des inneren bzw. zurückgesaugten Restgases wird durch eine Erhöhung des Abgasgedrucks eingestellt. Dadurch ergeben sich unterschiedliche Ladungswechselmitteldrücke (p_{miLW}). In Abbildung 8.9 ist ein Vergleich zwischen rein interner Abgasrückführung (linke Spalte) und kombiniert 30% intern - 30% externer AGR (rechte Spalte) dargestellt. Der externe Restgasanteil kann gut gekühlt werden, dadurch ist die Gastemperatur in der Kompression deutlich niedriger. Bei nahezu allen Varianten muss der Abgasgedruck deutlich angehoben werden, um den geforderten 30% bzw. 60% interne Restgasanteil zu erzeugen. Die Auslegung der zweiten Ventilerhebung sollte demzufolge bei etwa 3 – 4 mm liegen. Aufgrund der Gasschwingung im Auslasssystem ergibt sich ein optimaler Öffnungszeitpunkt von 398 °KW.

Modell	Drehzahl	m_B	Brennverlauf	T_{Ansaug}	Restgasanteil
Einzylinder	2000/min	15.4 mg	Messung, teilhomogen	40 °C	60 %

Tabelle 8.1: Simulationsrandbedingungen

9 Schlussfolgerungen und Ausblick

In dieser Arbeit wurden verschiedene Ansätze für eine bessere Homogenisierung und eine günstigere Verbrennungsführung untersucht und bewertet. Die Bandbreite reicht dabei von einem ideal homogenen Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung bis zu einem teilhomogenen Verfahren mit innerer Gemischbildung und später Einspritzung.

Mit einem ideal homogenen Brennverfahren ist es möglich, die Ruß- und Stickoxidbildung vollständig zu vermeiden. Problematisch ist die durch eine unkontrollierbare, schnelle Verbrennung begrenzte maximal möglich Motorlast im Bereich von 4 - 5 bar indiziertem Mitteldruck. Für eine Anwendung im Fahrzeugmotor besteht außer dem sehr begrenzten Lastbereich die Problematik der Verbrennungsregelung, welche (wenn überhaupt) nur mit Hilfe eines kostspieligen variablen Ventiltriebs realisiert werden kann.

Ein größeres Potenzial zeigen Verfahren mit einer Direkteinspritzung nahe dem oberen Totpunkt. Die Vormischung von Kraftstoff und Luft und damit die Vermeidung der Rußbildung wird durch eine gute einspritzseitige Gemischaufbereitung erreicht. Die Stickoxidemission kann aufgrund der hohen AGR-Verträglichkeit dieses Verfahrens auf sehr niedrige Werte gebracht werden. Mit steigender Last muss die Verbrennung zur Vermeidung hoher Druckgradienten deutlich nach OT erfolgen, wodurch sich der Wirkungsgrad signifikant verschlechtert. Aber auch hier ergibt sich aufgrund der vollständig vorgemischten Verbrennung eine Lastgrenze von ca. 10 bar indiziertem Mitteldruck. Zur instationären Regelung der Verbrennung kann die Abhängigkeit vom Einspritzzeitpunkt ausgenützt werden.

Bei den genannten Brennverfahren ergibt sich aufgrund der vollständigen Vormischung die Problematik der Lastbegrenzung aufgrund einer zu schnellen Reaktion. In dieser Arbeit wird bereits eine Lösungsmöglichkeit durch eine „quasi-vorgemischte“ Verbrennung angedeutet. D.h. die Gemischaufbereitung der Düse ist so ausgezeichnet, dass die Enflammung erst in weit von der Düse entfernten, vorgemischten Bereichen stattfindet. Die Verbrennung erfolgt fast zeitgleich mit der Einspritzung und wird von der Einspritzrate gesteuert. Dadurch kann das Verbrennungsgeräusch gering gehalten werden und eine Anwendbarkeit des Verfahrens auf hohe Lasten ist ebenfalls gegeben. Hinsichtlich der einspritzseitigen Gemischaufbereitung muss allerdings noch einiges an Entwicklungsarbeit geleistet werden. Insbesondere die Wandlung der Druckenergie in Geschwindigkeitsenergie des Einspritzsystems muss bei gleichzeitig verringerten Spritzlochdurchmessern und gesteigerten Einspritzdrücken realisiert werden.

10 Literaturverzeichnis

- [1] Renner, G.; Maly, R. R.: „Moderne Verbrennungsdiagnostik für dieselmotorische Verbrennung“, Dieselmotorentechnik 98, (Hrsg. Essers, U.), Band 553, Expert Verlag, 1998
- [2] Adomeit, Ph.; Rohs, H.; Körfer, T.; Busch, H.: „Spray Interaction and Mixture Formation in Diesel Engines with Grouped Hole Nozzles“, THIESEL 2006, Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, 2006
- [3] Mollenhauer, K.: „Handbuch Dieselmotoren“, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 1997
- [4] Meurer, J. S.: „Der Wandel in der Vorstellung vom Ablauf der Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor“, MTZ Motortechnische Zeitschrift Nr. 27, 1966
- [5] Dietrich, W. R.: „Die Gemischbildung bei Gas- und Dieselmotoren sowie ihr Einfluss auf die Schadstoffemissionen – Rückblick und Ausblick“, MTZ Motortechnische Zeitschrift Nr. 60, 1999
- [6] Baumgarten, C.; Merker, G. P.: „Modellierung des Primärzerfalls bei der Hochdruck-Dieseleinspritzung“, MTZ Motortechnische Zeitschrift Nr. 65, 2004
- [7] Baumgarten, C.: „Modellierung des Kavitationseinflusses auf den primären Strahlzerfall bei der Hochdruckdieseleinspritzung“, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 543, 2003
- [8] Blessing, M.: „Untersuchung und Charakterisierung von Zerstäubung, Strahlausbreitung und Gemischbildung aktueller Dieseldirekt-einspritzsysteme“, Dissertation Universität Stuttgart, 2004
- [9] Winter, J.; Dittus, B.; Kerst, A.; Muck, O.; Schulz, R.; Vogel, A.: „Nozzle Hole Geometry – A Powerful Instrument for Advanced Spray Design“, THIESEL 2004, Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, 2004
- [10] Stegemann, J.: „Dieselmotorische Einspritzverlaufsformung mit piezoaktuierten Einspritzsystemen“, Dissertation Universität Hannover, 2004
- [11] Bonse, B.; Dittus, B.; Giersch, J.; Kerst, A.; Kügler, T.; Schumacher, H.; Wintrich, T.: „Innovationen Dieseleinspritzdüse – Chancen für Emissionen, Verbrauch und Geräusch“, 5. Internationales Stuttgarter Symposium, 2003

- [12] Busch, R.: „Untersuchung von Kavitationsphänomenen in Dieseleinspritzdüsen“, Dissertation, Universität Hannover, 2001
- [13] Lefebvre, A. H.: „Atomization and Sprays“, Hemisphere Publishing Corporation, ISBN 0-89116-603-3, 1989
- [14] Ohnesorge, W.: „Die Bildung von Tropfen an Düsen und die Auflösung flüssiger Strahlen“, Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik, Band 16, 1931
- [15] Pilch, M.; Erdmann, C. A.: „Use of Breakup Time Data and Velocity History Data to predict the maximum Size of Stable Fragments“, International Journal Multiphase Flow, Band 13, Nr. 6, 1987
- [16] Mattes, P.: „Untersuchung der Strahl-/Wand-Wechselwirkung am Beispiel der dieselmotorischen Gemischbildung“, Shaker Verlag Aachen, 1998
- [17] Browne, K.R.; Partidge, I.M.; Greeves, G.: „Fuel Property Effects on Fuel/Air Mixing in an Experimental Diesel Engine“, SAE paper 860223, 1986
- [18] Mohammadi, A.; Kidoguchi, Y.; Miwa, K.: „Effect of Injection Parameters and Wall-Impingement on Atomization and Gas Entrainment Process in Diesel Sprays“, SAE paper 2002-01-0497
- [19] Montajir, R.; Tsunemoto, H.; Ishitani, H.; Minami, T.: „Effect of Reverse Squish on Fuel Spray Behaviour in a Small DI Diesel Engine under High Pressure Injection and High Charging Condition“, SAE paper 2000-01-2786, 2000
- [20] Docquier, N.: „Optical Investigation of the Effect of Fuel Jet Wall Impact Position on Soot Emissions in a Single Cylinder Common Rail Direct Injection Diesel Engine“, SAE paper 2002-01-0495
- [21] Taschek, M.; Egermann, J.; Müller, A.: „Einfluss der Brennraumwand auf Verbrennung und Schadstoffbildung bei kleinvolumigen DI-Dieselmotoren“, FVV Informationstagung Motoren, Heft R526, 2004
- [22] Frank, W.: „Beschreibung von Einlasskanalströmungen für 4-Takt-Hubkolbenmotoren auf Grundlage stationärer Durchströmversuche“, Dissertation RWTH Aachen, 1985
- [23] Binder, K.: „Einfluß des Einspritzdruckes auf die Strahlausbreitung, Gemischbildung und Motorkennwerte eines direkteinspritzenden Dieselmotors“, Dissertation TU München, 1992

- [24] Herzog, P. L.: „Möglichkeiten, Grenzen und Vorausberechnung der einspritzspezifischen Gemischbildung bei schnellaufenden Dieselmotoren mit direkter, luftverteiler Kraftstoffeinspritzung“, Fortschr.-Ber. VDI-Reihe 12 Nr. 127. Düsseldorf: VDI-Verlag 1992
- [25] Takahashi, H.; Ishida, T.; Sato, K.: „Improvement of diesel engine performance by variable swirl system“, SAE Paper 871618
- [26] Singal, S. K.; Pundir, B. P.; Mehta, P. S.: Fuel spray-air motion interaction in DI-diesel engines: A review, SAE Paper 930604
- [27] Mollenhauer, K.: „Handbuch Dieselmotoren“, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 1997
- [28] Timoney, D. J.; Smith, W.J.: „Influence of fuel injection an air motion energy on fuel mixing rates in a DI-diesel combustion system“, SAE paper 960035
- [29] Pfahl, U.: „Selbstzündverhalten dieselrelevanter Modellkraftstoffe“, Dissertation RWTH Aachen, 1996
- [30] Margan, R.: „Untersuchung des Selbstzündverhaltens von Kraftstoffen in einer Verbrennungsbombe und Vergleich mit kinetischen Rechnungen“, Dissertation Universität Kaiserslautern, 1990
- [31] Curran, H.J.; Gaffuri, P.; Pitz, W.J.; C.K. Westbrook: „A Comprehensive Modeling Study of n-Heptan Oxidation“, Preprint Combustion and Flame, 1997
- [32] Ciezki, H.; Adomeit, G.: „Shock-Tube Investigation of Self-Ignition of n-Heptane-Air Mixtures under Engine Relevant Conditions“, Combustion and Flame 93 S.421 1993
- [33] Halstead, M.P.; Kirsch, L.J.; Quinn, C.P.: „The Autoignition of Hydrocarbon Fuels at High Temperatures and Pressures – Fitting of a Mathematical Model“, Combustion and Flame 30, 1977
- [34] Lefebvre, A.; Freeman, W.; Cowell, L.: „Spontaneous Ignition Delay Characteristics of Hydrocarbon Fuel/Air Mixtures“, NASA Contractor Report 175064, 1986
- [35] Tanaka, S.; Ayala, F.; Keck, J.C.; Heywood, J.B.: „Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives“, Combustion and Flame 132, 2003
- [36] Heywood, J.B.: „Combustion Engine Fundamentals“, McGraw-Hill, 1988

- [37] Sitkei, G.: „Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren“, Springer Verlag, Berlin, 1964
- [38] Warnatz, J; Maas, U.; Dibble, R.W.: „Verbrennung“, Springer Verlag 1997
- [39] Merker, G.P.; Stiesch, G.: „Technische Verbrennung, Motorische Verbrennung“, B.G. Teubner Stuttgart Leipzig, 1999
- [40] Königs, M.: „Voreinspritzung bei schnelllaufenden direkteinspritzenden Pkw-Dieselmotoren mit überwiegend luftverteilter Gemischbildung“, Dissertation, RWTH Aachen, 1988
- [41] Oeing, H.: „ Entwicklung eines neuen dieselmotorischen Injektor-konzeptes für zukünftige Emissionsgrenzwerte“, Dissertation Universität Hannover, 2000
- [42] Kanda, T.; Kobayashi, S.; Matsui, R.; Sona, H.: „Study on Euro IV Combustion Technologies for Direct Injection Diesel Engine“, SAE paper 2004-01-0113, 2004
- [43] Dec, J. E.: „A Conceptual Model of D.I. Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging“, SAE paper 970873
- [44] Siebers, D.L.; Picket, L.M.: „Injection Pressure and Orifice Diameter Effects on Soot in DI Diesel Fuel Jets“, THIESEL 2002 Conference on Thermo- and Fluid-Dynamic Processes in Diesel Engines, 2002
- [45] Weißlau, M.; Bargende, M.; Haas, S.; Boulochos, K.; Barroso, G.; Escher, A.: „Homogene Dieselerbrennung – Verfahren zur Emissionsreduzierung, Teil 1: Untersuchungen am Pkw-Dieselmotor“, MTZ 67, 2006
- [46] Stan, C.; Guibert, P.: „Verbrennungssteuerung durch Selbstzündung, Teil 1: Thermodynamische Grundlagen“, MTZ 65, 2004
- [47] Bäuerle, B.: „Untersuchung der zeitlichen Entwicklung von Klopfzentren im Endgas eines Zweitakt –Ottomotors mittels zweidimensionaler laserinduzierter Fluoreszenz von Formaldehyd“, Dissertation Universität Stuttgart, 2001
- [48] Westbrook, C. K.; Pitz, W. J.; Leppard, W. R.: „The Autoignition Chemistry of Paraffinic Fuels and Pro-Knock and Anti-Knock Additives: A Detailed Chemical Kinetic Study“, SAE paper 912314, 1991
- [49] Onishi, S.; Jo, S. H.; Shoda, K.; Jo, P. D.; Kato, S.: „Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) – A New Combustion Process for Internal Combustion Engines“, SAE paper 790501, 1979

- [50] Bollig, M.: „Berechnung laminarer Wasserstoffflammen im Hinblick auf Stickoxidbildung in Verbrennungsmotoren“, Dissertation RWTH Aachen, 1998
- [51] Zeldovich, Y.B.: The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions Acta physiochimica, USSR, Vol.21, 1946
- [52] Schmitt, F.: „Numerische Simulation der Bildung und Reduktion von Stickstoffoxiden in unterschiedlichen Anwendungsfällen“, Dissertation TU Karlsruhe 1998
- [53] Kožuch, P.; Gärtner, U: „Besonderheiten der Abgasrückführung bei Nutzfahrzeugmotoren“, Motorische Verbrennung, Schriftenreihe Heft 5.1 , 2005
- [54] Hopp, M.: „Untersuchung der Rußoxidation unter dieselmotorischen Randbedingungen“, Dissertation RWTH Aachen, 2001
- [55] Schubinger, R. A.: „Untersuchungen zur Rußbildung und –oxidation in der dieselmotorischen Verbrennung: Thermodynamische Kenngrößen, Verbrennungsanalyse und Mehrfarbenendoskopie“, Dissertation ETH Zürich, 2001
- [56] Merker, G.P.; Schwarz, C.; Stiesch, G. Otto, F.: „Verbrennungsmotoren - Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung“, Teubner Verlag, 2. Auflage, 2004
- [57] Pischinger, F.; Schulte, H.; Hansen, J.: „Grundlagen und Entwicklungslinien der dieselmotorischen Brennverfahren“, VDI Bericht Nr. 714, 1988
- [58] Böhm, H.; Hesse, D.; Jander, H.; Lüers, B.; Pietscher, J.; Wagner, H. G.; Weiss; W.: „Measurements about the influence of pressure and temperature on soot formation in primixed flames“, 22nd International Symposium on Combustion, 1988
- [59] Maly, R. R.; Stapf, P.; König, G.: „Progress in soot modeling for engines“, Comodia98, Kyoto, Japan, 1998
- [60] Houben, M; Lepperhoff, G.: „Soot formation in local zones of fuel/burned gas – mixture in diesel engines“, 19th International Congress on Combustion Engines, Florence, 1991
- [61] Akihama, K. et al.: “Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature”, SAE Paper 2001-01-0655.
- [62] Naijt, Paul M.; Foster, David E.: „Compression-Ignited Homogenous Charge Combustion“. SAE-Paper 830264

- [63] Thring, R. H.: „Homogenous-Charge Compression-Ignition (HCCI) Engines“. SAE-Paper 892068
- [64] Zillmer, M.: „Stickoxid- und Rußbildung bei dieselmotorischer Verbrennung“. Dissertation, TU Braunschweig, 1998.
- [65] Takeda, Y.; Keiichi, Na.; Keiichi, Ni.: „Emissionen Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion with Extremely Early Staged Fuel Injection“. SAE-Paper 961163
- [66] Keiichi, Na.; Shimazaki, N.; Keiichi, Ni.: „Combustion and Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion Engine“. SAE-Paper 970898.
- [67] Figer, G.; Pirker, G.; Wimmer, A.; Eichlseder, H.; Fuchs, C.; Schutting, E.: „Analyse von HCCI-Brennverfahren beim direkteinspritzenden Dieselmotor“, 9. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors", Graz, 2003.
- [68] Sasaki, S.; Kobayashi, N.; Hashimoto, Y.; Tanaka, T.; Hirota, S.: „Neues Verbrennungsverfahren für ein "Clean Diesel System" mit DPNR“, Motortechnische Zeitschrift 11/2003, S. 948-954, 2003.
- [69] 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
- [70] Kimura, S.; Aoki, O.; Kitahara, Y.; Aiyoshizawa, E.: „Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards“. SAE-Paper 2001-01-0200.
- [71] Weißbäck, M.; Csato, J.; Glensvig, M.; Sams, T.; Herzog, P.: „Alternative Brennverfahren – Ein Ansatz für den zukünftigen Pkw Dieselmotor“, In: Motortechnische Zeitschrift 64, 9/2003, S. 718-727.
- [72] Chmela, F.; Piock, W.; Sams, T.: „Potenzial alternativer Dieselerbrennungsverfahren für Otto- und Dieselmotoren“. 9. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, 2003
- [73] Stein, J.; Dürnholz, M.; Wirbeleit, F.; Kopp, C.; Benz, C.: „Homogene Dieselerbrennung zur Darstellung niedrigster Emissionen“. 13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2004.
- [74] Dohle, U.; Hammer, J.: „Entwicklungsergebnisse mit neuen Einspritzsystemen bei Abgasnachbehandlung und optimierter Brennverfahren“, Tagung „Euro V Diesel Powertrains“, 2005.

- [75] Yokota, H.; Kudo, Y.; Nakajima, H.; Kakegawa, T.; Suzuki, T.: „A New Concept for Low Emission Diesel Combustion“. SAE-Paper 970891
- [76] Hashizume, T.; Miyamoto, T.; Akagawa, H.; Tsujimura, K.: „Combustion and Emission Characteristics of Multiple Stage Diesel Combustion“. SAE-Paper 980505.
- [77] Yokota, H.; Kudo, Y.; Nakajima, H.; Kakegawa, T.; Suzuki, T.: „A New Concept for Low Emission Diesel Combustion“. SAE-Paper 970891
- [78] Walter, B.; Gatellier, B.: „Development of High Power NADI Concept Using Dual Mode Diesel Combustion to Achieve Zero NOx and Particulate Emissions“. SAE-Paper 2002-01-1744.
- [79] Bargende, M.: „Berechnung und Analyse innermotorischer Vorgänge“, Vorlesungsmanuskript, IVK, Universität Stuttgart, 2004
- [80] Bargende, M.: „Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren“, Dissertation TH Darmstadt, 1991
- [81] Woschni, G.: „A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine“, SAE paper 670931, 1967.
- [82] Huber, K.; Woschni, G.; Zeilinger, K.: „Investigations on Heat Transfer in Internal Combustion Engines under Low Load and Motoring Conditions“, SAE paper 905018, 1990.
- [83] Grill, M.: „Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren“, Dissertation Universität Stuttgart, 2006
- [84] DeJaegher, P.: „Einfluss der Stoffeigenschaften der Verbrennungsgase auf die Motorprozessrechnung“, Habilitation Technische Universität Graz, 1984
- [85] Stull, D.R.; et al.: „JANAF Thermochemical Tables“, Washington, National Bureau of Standards, 1971
- [86] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.: „Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine“, Springer Verlag, Wien, 2. Auflage, 2002
- [87] Dormand, J. R.; Prince, P. J.: "A family of embedded Runge-Kutta formula", J. Comp. Appl. Math., Vol. 6, 1980, pp 19-26.
- [88] Weberbauer, F.; Rauscher, M.; Kulzer, A.; Bargende, M.: „Allgemein gültige Verlustteilung für neue Brennverfahren“, MTZ, 2004

- [89] Spindt, R. S.: „Air Fuel Ratios from Exhaust Gas Analysis“. SAE-Paper 650507.
- [90] Lange, K.: „Verfahren zur Berechnung der Luftzahl aus der Abgaszusammensetzung“. In: Motortechnische Zeitschrift 37, 1976, S. 75-77
- [91] Brettschneider, J.: „Berechnung des Luftverhältnisses λ von Luft-Kraftstoff-Gemischen und des Einflusses von Messfehlern auf λ “, Bosch Technische Berichte 6 (1979) Heft 4, S. 177-186.
- [92] Simons, W.: „Ermittlung der Luftzahl bei der motorischen Verbrennung aus der Elementaranalyse des Kraftstoffs und den Konzentrationswerten von Kohlenmonoxid, Kohlendioxid und Kohlenwasserstoffen im Abgas“. In: TÜ 15 (1974) Nr.9, S. 303-305
- [93] Klingenberg, H.: „Automobil-Meßtechnik, Band C: Abgasmess-technik“, Berlin; Heidelberg: Springer-Verlag, 1995, ISBN 3-540-59108-7
- [94] Bargende, M.: „Verbrennungsmotoren Vorlesungsskript“, Universität Stuttgart, IVK, 2004
- [95] Maiwald, O.; Schießl, R.; Böttiger, K.; Maas, U.: „Experimental Investigation and Mathematical Modelling of Autoignition Processes in Internal Combustion Engines“, First German-Russian Workshop on Reaktive Flows, Berlin, 2002
- [96] Hiroyasu, H., Kadota, T., Arai, M.: „Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions, Part 1: Combustion Modeling“, Bulletin of the JSME, Vol 26, No. 214, pp. 569 – 575, 1983
- [97] Stiesch, G.: „Phänomenologisches Multizonen-Modell der Verbrennung und Schadstoffbildung im Dieselmotor“, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 399, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1999
- [98] Jung, D.; Assanis, D. N.: „Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Cycle Simulation Studies of Engine Performance and Emissions“, SAE paper 2001-01-1246, 2001
- [99] Hohlbaum, B.: „Beitrag zur rechnerischen Untersuchung der Stickoxid-Bildung schnelllaufender Hochleistungsmotoren“, Dissertation, Universität Fridericiana, Karlsruhe, 1992
- [100] Hardenberg, H.: „Die geometrischen Strömungsquerschnitte von Lochdüsen für Direkteinspritzdieselmotoren“, MTZ 10, S. 427-429, 1984

- [101] Schmalzing, C.-O.: „Theoretische und experimentelle Untersuchung zum Strahlausbreitungs- und Verdampfungsverhalten aktueller Diesel-Einspritzsysteme“, Dissertation Universität Stuttgart, 2001
- [102] Hiroyasu, H.; Arai, M.: „Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines“, SAE paper 900475, 1990
- [103] Levich, V. G.: „Physiochemical Hydrodynamics“, Prentice Hall Inc., Englewood cliffs, New Jersey, 1962, S. 639-650
- [104] Bazari, Z.: „A DI Diesel Combustion and Emission Predictive Capability for Use In Cycle Simulation“, SAE paper 920462, 1992
- [105] Varde, K.S.; Popa, D.M.; Varde, L.K.: „Spray Angle and Atomization in Diesel Sprays“, SAE paper 841055, 1984
- [106] Elkotb, M. M.: „Fuel Atomization for Spray Modeling“, Prog. Energy Combust. Sci., Vol. 8, pp. 61-91, 1982
- [107] Krome, D.: „Charakterisierung der Tropfenkollektive von Hochdruck-einspritzsystemen für direkteinspritzende Dieselmotoren“, Dissertation Universität Hannover, 2004
- [108] Bormann, G.L.; Johnson, J.H.: „Unsteady Vaporization Histories and Trajectories of Fuel Drops Injected into Swirling Air“, SAE paper 598C, 1962
- [109] El Wakil, M.M.; Uyehara, O.A.; Myers, P.S.: „A Theoretical Investigation of the Heating-Up Period of Injected Fuel Drops Vaporizing in Air“, NACA, TN 3179, 1954
- [110] Ranz, M.E.; Marshall, W. R.: „Evaporation from Drops“, Chem. Eng. Progress, Vol. 48, 1952
- [111] Ochs, M.: „Verdunstung monodisperser, frei beweglicher Brennstoff-tropfen in einer turbulenten Heißluftströmung“, Dissertation ETH Zürich, 1999
- [112] Müller, U. C.: „Reduzierte Reaktionsmechanismen für die Zündung von n-Heptan und iso-Oktan unter motorrelevanten Bedingungen“, Dissertation, RWTH Aachen, 1993
- [113] Schreiber, M.; Sadat Sakak, A.; Lingens, A.; Griffiths, J.F.: „A reduced thermokinetic model for the autoignition of fuels with variable octane ratings“, twenty fifth symposium (International) on combustion/ The Combustion Institute, 1994

- [114] Orlandini, I.; Kulzer, A.; Weberbauer, F.; Rauscher, M.: „Simulation of self ignition in HCCI and partial HCCI engines using a reduced order model“, SAE paper 2005-01-0159, 2005
- [115] Peters, A.; Pütz, W.: „Der neue Vierzylinder-Dieselmotor OM611 mit Common-Rail-Einspritzung Teil 2: Verbrennung und Motormanagement“ In Motortechnische Zeitschrift 58, 12/1997, Seite 760-767
- [116] Beru AG: „Das elektronisch gesteuerte Glühsystem ISS für Dieselmotoren“, MTZ 10/2000, 2000
- [117] Mattes, M.; Mayr, K.; Neuhauser, W.; Steinparzer, F.: „BMW-Sechszylinder-Dieselmotor mit Euro-4-Technik“, MTZ 65, 2004, S.540-550
- [118] SMETec GmbH: „Ruß- und Temperaturbestimmung in Dieselmotoren“, Broschüre der Firma SMETec zur Globalen Lichtleit-Messtechnik
- [119] Strehlow, R.A.: „Combustion fundamentals“, McGraw-Hill, New York, 1985
- [120] Sonderforschungsbereich 224: „Motorische Verbrennung“, Abschlussbericht, 2001
- [121] Kozuch, P.: „Ein phänomenologisches Modell zur kombinierten Stickoxid- und Russberechnung bei direkteinspritzenden Dieselmotoren“
- [122] Spicher, U; Velji, A.; Anka, R.; Wagner, U. : „Homogene Dieselerbrennung mit innerer und äußerer Gemischbildung“, 5. Dresdner Motorenkolloquium, 2003.
- [123] Stockinger, M: „Möglichkeiten der Verbesserung des Arbeitsprozesses im gemischansaugenden Verbrennungsmotor mit Verdichtungszündung“, Fortschr.-Ber. VDI-Reihe 12 Nr. 169, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1992
- [124] Yamasaki, Y.; Iida, N.: “Numerical Simulation of Auto-Ignition and combustion of n-Butane and Air Mixtures in a 4 Stroke HCCI Engine by Using Elementary Reactions”, SAE-Paper 2000-01-1834
- [125] Fuerhapter, A.; Piock, W. F.; Fraidl, G. K.: „CSI – Controlled Auto Ignition – the Best Solution for the Fuel Consumption – Versus Emission Trade-Off ?“, SAE paper 2003-01-0754
- [126] Midlam-Mohler, S. W.: „Modelling, Control and Diagnosis of a Diesel Lean NOx Trap Catalyst“, PhD thesis Ohio State University, 2005

- [127] Haas, S.; Midlam-Mohler, S. W. et al.: „Mixed-Mode Diesel HCCI/DI with External Mixture Preparation“, FISITA F2004V254, Barcelona, 2004
- [128] Schloz, E.: „Untersuchungen zur homogenen Dieselerbrennung bei innerer Gemischbildung“, Dissertation Universität Karlsruhe, 2003
- [129] Harada, A.; Shimazaki, N.; Sasaki, S.; Miyamoto, T.; Akagawa, H.; Tsujimura, K.: „The Effects of Mixture Formation on Premixed Lean Diesel Combustion“, SAE paper 980553, 1998
- [130] Yanagihara, H.; Sato, Y.; Mizuta, J.: „A simultaneous reduction of NO_x and soot in diesel engines under a new combustion system (Uniform Bulky Combustion System – UNIBUS), Wiener Motoren-symposium, 1996
- [131] Patterson, D. J.; Henein, N. A.: „Emissions from combustion engines and their control“, Ann Arbor Science Publishers, Inc., 1974
- [132] Fettes, C.; Schulze, T.; Leipertz, A.; Zellbeck, H.; Potz, D.: „Einfluss der Muldenwand auf Verdampfung, Gemischbildung und Verbrennung bei kleinvolumigen DI-Dieselmotoren, Teil 1“, MTZ 63, 2002.
- [133] Cossali, G. E.; Gerla, A.; Coghe, A.; Brunello, G.: „Effect of gas density and temperature on air entrainment in a transient spray“, SAE paper 960862, 1996
- [134] Mattes, P.; Remmels, W.; Sudmanns, H.: „Untersuchungen zur Abgasrückführung am Hochleistungsdieselmotor“, MTZ Motor-technische Zeitschrift 60 (1999) Nr.4
- [135] Kozuch, P.; Gärtner, U.: „Besonderheiten der Abgasrückführung bei Nutzfahrzeugmotoren“, Motorische Verbrennung, Haus der Technik e.V., 2005
- [136] Tüber, K.; Ambros, P.: „Thermodynamischer Vergleich zwischen einer Hochdruck- und einer Niederdruckabgasrückführung“, 5. Tagung: Wärmemanagement des Kraftfahrzeuges, Berlin, 2006
- [137] Ayoagi, Y.; Kunishima, E.; Asami, Y.; Aihara, Y.; Odaka, M.; Goto, Y.: „Diesel Combustion and Emission Study by Using of High Boost and High Injection Pressure in Single Cylinder Engine“, Comodia 2004, Kyoto, 2004
- [138] ASTM Method D613-03b, „Standard Test Method for Cetane Number of Diesel Fuel Oil“, ASTM, 2003

- [139] Shibata, G.; Oyama, K.; Urushihara, T.; Nakano, T.: „The Effect of Fuel Properties on Low and High Temperature Heat Release and Resulting Performance of an HCCI Engine“, SAE paper 2004-01-0553, 2004
- [140] Raatz, T.: „Untersuchungen zur homogenen Dieselerbrennung“, Dissertation TU Braunschweig, 2002
- [141] Hardy, J.-P.; Lahjaily, H.; Besson, M.; Gastaldi, P.: „Diesel Combustion Optimization at Full Load by Combined CFD and Single Cylinder Tests“, SAE paper 2004-01-1402
- [142] Duret, P.; Gatellier, B.; et al.: „Progress in Diesel HCCI Combustion Within the European SPACE LIGHT Project“, SAE paper 2004-01-1904, 2004
- [143] Sams, T.; Neunteufl, K.; Burgler, L.: „Regelung eines PKW-Dieselmotors mit alternativer Verbrennung“, 10. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2005
- [144] Siebers, D.L.; Pickett, L.M.: „Aspects of Soot Formation in Diesel Fuel Jets“, THIESEL 2004, Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, 2004
- [145] Staub, P.; Grimm, M.; Pivec, R.; Eichlseder, H.; Schaffer, K.M.: „Neue Potenziale fur den Dieselmotor durch erweiterte Variabilitaten“, 9. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2003

Lebenslauf

Name: Simon-Florian Haas

Geburtsdatum: 10. August 1975

Geburtsort: Stuttgart

Staatsangehörigkeit: deutsch

Familienstand: ledig

Schulbildung:

1982 – 1986 Kirchhaldenschule, Grundschule in Stuttgart

1986 – 1995 Dillmann-Gymnasium Stuttgart

Grundwehrdienst: 1995 – 1996

Studium:

1996 – 2001 Universität Stuttgart, Fachrichtung Maschinenwesen

Abschluss: Diplom-Ingenieur

Diplomarbeit bei der DaimlerChrysler AG, Stuttgart

Beruflicher Werdegang:

2002 – 2006 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für
Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen,
Universität Stuttgart

seit Juni 2006 Versuchsingenieur in der Vorentwicklung
Dieselmotoren und Brennstoffzelle,
Audi AG, Neckarsulm