

# Betriebsstrategien zur Emissionsreduzierung beim Ottomotor mit strahlgeführtem Brennverfahren

Zur Erlangung des akademischen Grades eines  
Doktors der Ingenieurwissenschaften

der Fakultät für Maschinenbau des  
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

genehmigte  
Dissertation  
von

Dipl.-Ing. **Markus Schilling**  
aus Stuttgart

Tag der mündlichen Prüfung:	15. November 2012
Hauptreferent:	Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher
Korreferent:	Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende



---

## Vorwort des Autors

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit im Bereich Forschung/Vorentwicklung für PKW-Ottomotoren der Daimler AG am Standort Stuttgart-Untertürkheim.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Professor Dr.-Ing. U. Spicher für die Unterstützung der Promotion und die Begutachtung der Arbeit.

Herrn Professor Dr.-Ing. M. Bargende danke ich für die Übernahme des Korreferats und sein Interesse an der Arbeit.

Meinen Kollegen im Bereich Forschung/Vorentwicklung für PKW-Ottomotoren, besonders den Herren Dr. Günther Karl, Dr. Frank Otto sowie Dr. Klaus Rößler möchte ich ganz herzlich für die gute und vertrauensvolle Zusammenarbeit danken. Die Anregungen und die wissenschaftliche Diskussion haben entscheidend zum Gelingen der Arbeit beigetragen.

Zudem danke ich allen Mitarbeitern des Bereichs, die mich bei der Durchführung dieser Arbeit unterstützt haben, im besonderen Maße Herrn Thomas Schwiete für die Unterstützung auf dem Gebiet der Motorsteuerung.

Ohne die Aufmerksamkeit der mechanischen Werkstatt, insbesondere der Herren Bernhard Zwink und Christian Schwaiger hätten zahlreiche Konstruktionen an den Prüflingen niemals so zügig und in hoher Qualität realisiert werden können.

Weiterhin gilt mein Dank Herrn Theo Dörndorfer für seine hervorragende Betreuung der Prüfstandstechnik und seine außerordentlich kompetente und kreative Unterstützung der Versuchsaufbauten. Ebenso danke ich den Kollegen Anja Volkmer, Ralf Abeska und Stefan Szabo für ihre Einsatzbereitschaft und Konzentriertheit beim Betreiben des Prüfstands.

Den Kollegen Dr. Andreas Hermann und Dr. Ulrich Michels danke ich für die Unterstützung im Bereich der Simulation sowie Herrn Dr. Jürgen Schorr für die umfangreichen Untersuchungen am Transparentaggregat.

Den Mitarbeitern am Institut für Kolbenmaschinen des Karlsruher Instituts für Technologie, allen voran Jürgen Pfeil und Stefan Palaveev danke ich für die gute und ertragreiche Zusammenarbeit auf dem Gebiet der Einspritzdiagnostik.

Meinen Eltern danke ich, dass sie mir das Maschinenbaustudium ermöglicht haben, mit dem die Basis für diese Arbeit geschaffen wurde.

Ganz lieb bedanken möchte ich mich bei meiner Freundin Daniela für ihre Aufmunterung und mentale Unterstützung während der Entstehung dieser Arbeit.

Stuttgart im April 2012

Markus Schilling



---

# Selbständigkeitserklärung

- a) Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Arbeit ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe; die aus fremden Quellen direkt oder indirekt übernommenen Gedanken sind als solche kenntlich gemacht.
- b) Weitere Personen waren an der geistigen Herstellung der vorliegenden Arbeit nicht beteiligt. Insbesondere habe ich nicht die Hilfe eines kommerziellen Promotionsberaters in Anspruch genommen. Dritte haben von mir keine geldwerten Leistungen für Arbeiten erhalten, die in Zusammenhang mit dem Inhalt der vorgelegten Dissertation stehen.
- c) Die Arbeit wurde bisher weder im Inland noch im Ausland in gleicher oder ähnlicher Form einer anderen Prüfungsbehörde vorgelegt und ist auch noch nicht veröffentlicht worden.
- d) Die Promotionsordnung des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT), ehemals Universität Karlsruhe (TH), für die Fakultät für Maschinenbau zur Erlangung des Doktorgrades der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.) vom 15. August 2007 wird anerkannt.

Stuttgart, 10.04.2012

Markus Schilling



---

# Lebenslauf

## Persönliche Daten

Name: Markus Schilling  
Anschrift: Rosenbergstraße 81, 70193 Stuttgart  
Geburtsdatum: 24.09.1982  
Geburtsort: Bautzen  
Familienstand: ledig

## Schule

09/1989 bis 07/1993: Grundschule in Crostau  
09/1993 bis 06/2001: Schiller-Gymnasium-Bautzen, Abschluss: Abitur

## Wehrdienst

07/2001 bis 04/2002: Panzerbataillon 24, Braunschweig

## Universitäre Ausbildung

10/2002 bis 03/2008: Maschinenbaustudium an der Technischen Universität Dresden, Abschluss: Diplomingenieur  
Diplomarbeit am Institut für Automobiltechnik Dresden, Lehrstuhl Verbrennungsmotoren; Diplomthema: „Untersuchungen zum Einfluss einer Einlassmaskierung an einem Ottomotor mit Direkteinspritzung“ als Beitrag zu Hoch-AGR-Brennverfahren

## Beruflicher Werdegang

04/2008 bis 02/2011: Doktorand bei der Daimler AG Stuttgart–Untertürkheim im Bereich Forschung/Vorentwicklung Ottomotoren  
seit 03/2011: Angestellter bei der Daimler AG Stuttgart–Untertürkheim im Bereich Forschung/Vorentwicklung Ottomotoren, Arbeitsgebiet Magerbrennverfahren und Abgasnachbehandlung





# Inhaltsverzeichnis

Vorwort	III
Selbständigkeitserklärung	V
Lebenslauf	VII
Inhaltsverzeichnis	XI
Nomenklatur	XII
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Brennverfahren und Betriebsstrategien - Stand der Technik</b>	<b>3</b>
2.1 Raumzündverbrennung . . . . .	3
2.2 Schichtladungsverbrennung . . . . .	4
2.2.1 Strahlgeführtes Brennverfahren mit Piezo-A-Düse . . . . .	7
2.2.2 Motorkennfeldbereich des Schichtbetriebs . . . . .	11
2.2.3 Erweiterung des Mager-Kennfeldbereichs mittels Homogen-Schicht-Betrieb	12
2.3 Abgasrückführung . . . . .	14
2.3.1 Externe Abgasrückführung . . . . .	16
2.3.2 Interne Abgasrückführung . . . . .	16
2.4 Abgasnachbehandlung . . . . .	18
<b>3 Weiterentwicklung strahlgeführter Brennverfahren - Aufgaben und Zielstellung</b>	<b>21</b>
3.1 Nutzung von Variabilitäten im Ventiltrieb in Kombination mit strahlgeführtem Brennverfahren . . . . .	22
3.2 Nutzung von Effekten der Erhöhung des Einspritzdrucks . . . . .	26
<b>4 Versuchsträger, Messtechnik und Diagnostik</b>	<b>31</b>
4.1 Einzylinderaggregate . . . . .	31
4.2 Vollvariabler Ventiltrieb - Lotus AVT . . . . .	33
4.3 Vollmotor . . . . .	34
4.3.1 Vollmotor Mercedes-Benz M272 . . . . .	34
4.4 Messtechnik . . . . .	36
4.4.1 Motorenprüfstand . . . . .	36
4.4.2 Abgasanalyse und Sondermesstechnik . . . . .	36
4.5 Optische Analysenmethoden . . . . .	38
4.5.1 Druck- und Temperaturkammer zur Sprayvisualisierung . . . . .	38
4.5.2 Hochgeschwindigkeitsaufnahmen der Strahlausbreitung . . . . .	39
<b>5 Voruntersuchungen</b>	<b>41</b>
5.1 Voruntersuchungen - Verbrennungsschwerpunkt im Schichtbetrieb . . . . .	42
5.2 Voruntersuchungen - Ansaugluftvorwärmung im Schichtbetrieb bei niedriger Teil- last . . . . .	51

5.3	Voruntersuchungen - Aufladeeffekte im Schichtbetrieb bei mittlerer Teillast . . .	53
5.4	Voruntersuchungen - Aufladeeffekte im Schichtbetrieb in Kombination mit Ansaugluftvorwärmung bei mittlerer Teillast . . . . .	54
5.5	Voruntersuchungen im Homogen-Schicht-Betrieb bei Ansaugluftvorwärmung . .	55
<b>6</b>	<b>Rechnerische Vorauslegungen für ein Konzept mit innerer AGR mittels Ventilhubumschaltung</b>	<b>59</b>
6.1	1-D-Strömungssimulation Restgasstrategien . . . . .	59
6.1.1	Basisvariante - konventionelle Ventilhübe . . . . .	59
6.1.2	Auslasskanalrücksaugen . . . . .	61
6.1.3	Einlasskanalrücksaugen . . . . .	63
6.2	3-D-Strömungssimulation der Zylinderinnenströmung . . . . .	66
6.2.1	Beeinflussung der Zylinderinnenströmung durch alternative Restgasstrategien . . . . .	67
<b>7</b>	<b>Die Kombination von innerer AGR und strahlgeführtem Brennverfahren - Versuchsergebnisse</b>	<b>71</b>
7.1	Abgasrückhalten . . . . .	71
7.1.1	Abgasrückhalten im Schichtbetrieb . . . . .	71
7.1.2	Abgasrückhalten im Homogen-Schicht-Betrieb . . . . .	74
7.2	Rücksaugstrategien im Schichtbetrieb . . . . .	75
7.2.1	Auslasskanalrücksaugen im Schichtbetrieb . . . . .	76
7.2.2	Beeinflussung der Ladungsbewegung durch asymmetrische Einlassventilerhebung beim Rücksaugen aus dem Auslasskanal im Schichtbetrieb . . .	78
7.2.3	Restgasstrategien - Vergleich extern vs. intern zurückgeführtes Abgas . .	80
7.2.4	Einlasskanalrücksaugen im Schichtbetrieb . . . . .	83
7.2.5	Kombiniertes Einlass- und Auslasskanalrücksaugen im Schichtbetrieb . .	86
7.2.6	Kombination innerer und äußerer AGR im Schichtbetrieb . . . . .	87
7.2.7	Einfluss der Auslassmaskierung bei Rücksaugstrategien im Schichtbetrieb	89
7.3	Rücksaugstrategien - homogen-magere Betriebsarten . . . . .	90
7.3.1	Auslassrücksaugen im Homogen-Schicht-Betrieb . . . . .	90
7.3.2	Kennfeldweiter Vergleich - Einlass- und Auslassrücksaugen im Homogen-Schicht-Betrieb . . . . .	94
7.3.3	Kombiniertes Einlass- und Auslasskanalrücksaugen im Homogen-Schicht-Betrieb . . . . .	96
7.4	Die optimierte Restgasstrategie für das Kennfeld des Magerbetriebs . . . . .	98
7.5	Sekundärnutzen und -effekte der alternativen Nockenprofile . . . . .	102
<b>8</b>	<b>Weitere Technologiebausteine strahlgeführter Brennverfahren: Einspritzdruck und Zündung</b>	<b>105</b>
8.1	Einspritzdruckerhöhung . . . . .	105
8.1.1	Strahldiagnostik . . . . .	107
8.1.2	Brennverfahrensuntersuchungen an 1-Zylinder-Aggregaten . . . . .	116
8.1.3	Versuche ohne Applikationsanpassung am Vollmotor . . . . .	138
8.2	Zündung/Zündsysteme . . . . .	141
8.2.1	Mehrfunkenzündung . . . . .	141
8.2.2	Systeme mit erhöhter Zündfunkenenergie . . . . .	143

<b>9 Zusammenfassung</b>	<b>147</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>155</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>156</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>163</b>
<b>A Anhang</b>	<b>165</b>
A.1 Anhang zum Kapitel Brennverfahren und Betriebsstrategien . . . . .	165
A.2 Anhang zum Kapitel Versuchsträger, Messtechnik und Diagnostik . . . . .	168
A.3 Anhang zum Kapitel Voruntersuchungen . . . . .	170
A.4 Anhang zum Kapitel Rechnerische Vorauslegungen für ein Konzept mit innerer AGR mittels Ventilhubumschaltung . . . . .	172
A.5 Anhang zum Kapitel Kombination von innerer AGR und strahlgeführtem Brenn- verfahren - Versuchsergebnisse . . . . .	176
A.6 Anhang zum Kapitel Technologiebausteine . . . . .	178

# Nomenklatur

## Abkürzungen A – T

<i>Zeichen</i>	<i>Erklärung</i>
AGR	Abgasrückführung, auch EGR (englisch Exhaust Gas Recirculation)
AÖ	Auslassventil öffnet, auch AVÖ bzw. EVO (englisch Exhaust Valve Opening)
AS	Auslassventil schließt, auch AVS bzw. EVC (englisch Exhaust Valve Closing)
AVT	Produktbezeichnung des vollvariablen Ventiltriebs der Firma Lotus (englisch Active Valve Train)
CAI	kontrollierte Selbstzündung (englisch Controlled Auto Ignition), auch HCCI, RZV
CO	Kohlenmonoxid
D	Durchmesser
DE	Direkteinspritzung
d. h.	das heißt
EBZ	einspritzbezogener Zündzeitpunkt (Differenz HE und ZZP)
EKAS	Einlasskanalabschaltung
EÖ	Einlassventil öffnet, auch EVÖ bzw. IVO (englisch Intake Valve Opening)
EOI	Ende der Einspritzung (englisch End of Injection)
ES	Einlassventil schließt, auch EVS bzw. IVC (englisch Intake Valve Closing)
ext.	extern
FSN	Schwärzungszahl (englisch Filter Smoke Number)
GOT	oberer Totpunkt des Gaswechsels (Stellung des Kurbeltriebs)
H05%	5 % Umsatzpunkt der Verbrennung aus dem Heizgesetz
H50%	50 % Umsatzpunkt der Verbrennung aus dem Heizgesetz
H90%	90 % Umsatzpunkt der Verbrennung aus dem Heizgesetz
HC	Kohlenwasserstoff
HCCI	Homogene kompressionsgezündete Verbrennung (englisch Homogeneous Charge Compression Ignition), auch CAI, RZV
HE	Haupteinspritzung
Konz.	Konzentration
LW	Ladungswechsel
n.	nach
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NO <sub>x</sub>	Stickoxid(e)
OT	oberer Totpunkt (Stellung des Kurbeltriebs)
PIV	englisch Particle Image Velocimetry
RZV	Raumzündverbrennung, auch HCCI, CAI
SAAI	zündfunkenunterstützte Selbstzündung (englisch Spark Assisted Auto Ignition)
SOI	Einspritzbeginn (englisch Start of Injection)
stöch.	stöchiometrisch

## Abkürzungen U – Z

<i>Zeichen</i>	<i>Erklärung</i>
u. a.	unter anderem bzw. unter anderen
Var.	Variation
v.	vor
WLTP	englisch Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure
ZOT	Zünd-OT; oberer Totpunkt zwischen Kompression und Expansion (Stellung des Kurbeltriebs)
Zyl	Zylinder
ZZP	Zündzeitpunkt

## Formelzeichen

<i>Zeichen</i>	<i>Einheit</i>	<i>Erklärung</i>
A	$m^2$	Fläche
D	$m$	Durchmesser
d	$m$	Partikeldurchmesser
b	$g/kWh$	spezifischer Kraftstoffverbrauch
c	$m/s$	Lichtgeschwindigkeit
E	$Lux$	Beleuchtungsstärke
M	$g/mol$	molare Masse
M	$Nm$	Drehmoment
m	$kg$	Masse
n	$1/min$	Drehzahl
p	$bar$	Druck
T	$^{\circ}C$	Temperatur
t	$s$	Zeit
V	$m^3$	Volumen
v	$m/s$	Geschwindigkeit
x	-	Massenanteil
Y	-	Stoßpartner
$\epsilon$	-	Verdichtungsverhältnis, auch epsilon
$\eta$	-	Wirkungsgrad, auch eta
$\kappa$	-	Isentropenexponent, auch kappa
$\Lambda$	$m$	Wellenlänge, auch Lambda
$\lambda$	-	Verbrennungsluftverhältnis, auch lambda
$\Phi$	$m$	Streuwinkel, auch Phi
$\phi$	$^{\circ}KW$	Kurbelwinkel, auch phi
$\rho$	$kg/m^3$	Dichte, auch rho
$\sigma$	-	Standardabweichung, auch sigma
$\psi$	-	Molzahlverhältnis, Volumenverhältnis, auch psi

## Indizes

<i>Zeichen</i>	<i>Erklärung</i>
0	Ruhezustand
1	vor Verdichter
2	nach Verdichter
3	vor Turbine
4	nach Turbine
32	Sauterdurchmesser zerstäubter Flüssigkeiten
e	effektiv
ges	gesamt
i	indiziert
<i>i n</i>	n. Einspritzung bzw. n. Einspritztakt
K	Kraftstoff
L	Luft
m	Mittel
max	Maximum
min	Minimum
n	nach
pes	Pause
v	vor
Zyl	Zylinder
x	x-Achse
y	y-Achse





# 1 Einleitung

Zur Aufrechterhaltung der individuellen Mobilität wird der Verbrennungsmotor auch in Zukunft seinen Beitrag leisten, da die Reichweite batteriebetriebener Fahrzeuge im Vergleich zu einem Fahrzeug mit Verbrennungsmotor deutlich eingeschränkt ist. Außerdem ist die Frage einer nachhaltigen Erzeugung und Bereitstellung der notwendigen elektrischen Energie nach wie vor nicht ausreichend geklärt [10; 11]. Auch nach einer über 125-jährigen ständigen Weiterentwicklung des Automobils und der verschiedenen Ausprägungsformen von Verbrennungsmotoren, insbesondere der Hubkolbenmotoren, steckt in diesen noch Potential zur Steigerung der Effizienz und zur Verringerung der Schadstoffemissionen.

Seit Beginn der neunziger Jahre des vergangenen Jahrhunderts erlebten vor allem PKW mit Dieselmotor in Deutschland und Westeuropa aufgrund technischer Innovationen einen Boom. Der Marktanteil von PKW mit Ottomotoren ging zurück. Auslöser dieses Wandels waren neue Diesel-Direkteinspritzsysteme – überwiegend in Common-Rail-Technik – in Kombination mit Abgasturboaufladung.

Dieses Konzept galt es nun auf Benzinmotoren zu übertragen und vor allem in einem spürbaren Kundennutzen erlebbar zu machen. Hierbei war und ist die Weiterentwicklung der einzelnen Ottomotorentechnologien mit wand-, luft- und strahlgeführten Brennverfahren (Schichtladeverfahren), variablen Ventilsteuerungen über verschiedene Aufladekonzepte bis hin zur homogenen Selbstzündung stark diversifiziert, ohne dass sich zügig ein Konzept durchsetzen konnte [41]. Ebenso wenig wurden die hohen Erwartungen hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs ausreichend erfüllt. Besonders die Anforderungen der Abgasnachbehandlungssysteme für den Magerbetrieb (z. B. Regeneration der eingesetzten Speicherkatalysatoren durch kurzzeitig unterstöchiometrischen Betrieb) haben das Potential des Ottomotors mit Direkteinspritzung stark geschmälert [15; 75; 89]. Nicht unberücksichtigt bleiben dürfen auch der hohe Edelmetallbedarf, der Bauraum im Fahrzeug und der Applikationsaufwand für die Abgasnachbehandlungssysteme. Insgesamt konnten die Vorteile der Ende der neunziger Jahre eingeführten Magerbrennverfahren mit seitlicher Injektanlage und den damals verfügbaren Injektortechnologien [3; 25; 40; 48; 49; 59; 78; 82; 83] ihre Nachteile wie eine begrenzte Schichtladefähigkeit nicht überwiegen, so dass diese wieder vom Markt verschwunden sind. Andererseits bedeutet die Einhaltung des als schadstoffoptimal angesehenen reinen  $\lambda$ -1-Konzepts über weite Bereiche des Kennfelds und Nutzung des Drei-Wege-Katalysators nach wie vor eine beträchtliche Einschränkung der Flexibilität sowie Einbußen beim Kraftstoffverbrauch.

Später konnten vor allem durch Direkteinspritzung in Kombination mit Downsizingkonzepten (Aufladung,  $\lambda = 1$ ), die bei gleicher Leistung hohen Drehmomentansprüchen genügen, Marktanteile wieder zu Gunsten des Ottomotors verschoben werden [28; 50; 76].

Ein weiterer wesentlicher Fortschritt bei der Übertragung des Dieselerfolgskonzepts ist mit dem strahlgeführten Brennverfahren und piezogesteuerten Einspritzsystemen (saugmotorisch,  $\lambda > 1$ ) gelungen, welches ab 2006 in die Serie übertragen werden konnte [56; 77]. Damit ist es möglich, das Potential der Qualitätsregelung zur Kraftstoffverbrauchsreduzierung für den Ottomotor besser zu nutzen. Mit Hilfe der inneren Gemischbildung kann durch die Möglichkeit einer sehr späten Einspritzung in den Kompressionshub zündfähiges Gemisch im Bereich der Zündkerze erzeugt werden, während der Rest des Brennraums vorwiegend mit Luft gefüllt ist.

Dennoch müssen die Weiterentwicklung der Brennverfahren zur Kraftstoffverbrauchs- und Emissionsreduzierung sowie die Steigerung des Innenwirkungsgrades, insbesondere die Ausweitung der Kennfeldbereiche, in denen vom  $\lambda$ -1-Betrieb abweichende Brennverfahren genutzt werden, wichtige Ziele bleiben, um das Potential von Motoren mit Benzindirekteinspritzung weiter und besser zu nutzen.

In der hier vorliegenden Arbeit sind für einen zentralen Baustein zukünftiger aufgeladener Ottomotoren – das strahlgeführte Brennverfahren mit zentraler Injektorlage – Ansätze zur Verbesserung aufgezeigt. Das Hauptaugenmerk richtet sich auf die Absenkung der Rohemissionen unter Beibehaltung der Vorteile eines qualitätsgeregelten Ottomotorbetriebs. Dazu muss das strahlgeführte Brennverfahren bzw. die Benzindirekteinspritzung mit zentraler Injektorlage vor dem Hintergrund neuer Randbedingungen eines Motors mit moderater Hubraumreduzierung betrachtet werden (Synthese aus Aufladung und  $\lambda > 1$ ).

Weiterhin gilt es, die Restgasverträglichkeit besonders im Schichtbetrieb bzw. in mageren Betriebsbereichen zu verbessern, da sie eine günstige Möglichkeit darstellt, die Stickoxide zu reduzieren. Die Steuerung des Restgasgehalts im Brennraum stellt dabei eine notwendige Voraussetzung dar. Untersuchungen diesbezüglich fanden in der Vergangenheit hauptsächlich auf dem Gebiet der homogenen Selbstzündung statt, ausgeführt meist mittels Variabilitäten des Ventiltriebs. Auf dem Gebiet konventioneller homogen stöchiometrischer Brennverfahren werden die Variabilitäten des Ventiltriebs vor allem zur Entdrosselung im Teillastbereich und zur Füllungserhöhung im Bereich der Vollast genutzt [8; 24; 43; 51; 85]. Die gezielte Steuerung des Restgasgehalts zur Verbesserung der Gemischaufbereitung und der Entflammung bei strahlgeführten Brennverfahren – insbesondere bei Schichtladebrennverfahren – stand dabei nicht im Vordergrund.

Neben Restgasstrategien bzw. der Steigerung der Restgasverträglichkeit stehen weitere Aspekte bzw. Technologiebausteine zukünftiger Betriebsstrategien wie die Ausprägungsformen der Nutzung von Variabilitäten im Ventiltrieb, Einspritzdruck und Zündsysteme (...) im Fokus der Betrachtungen hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Emissionen.

## 2 Brennverfahren und Betriebsstrategien

### – Stand der Technik

Auch nach einer über 125-jährigen ständigen Weiterentwicklung von Verbrennungsmotoren als PKW-Antrieb bietet deren fortwährende Verbesserung und kontinuierliche Anpassung an veränderte Randbedingungen noch immer Potential zur Reduzierung der abgegebenen Emissionen und Steigerung des Wirkungsgrads. Entwicklungen beim Ottomotor zeigten dabei eine starke Diversifikation hinsichtlich der entwickelten Brennverfahren. Für alle Anwendungen gleichermaßen haben sich aber die Konzepte des Downsizings und der Direkteinspritzung (DE) zur Kraftstoffverbrauchsreduzierung als gute Basis erwiesen [92; 93]. Durch weitere Elemente wie ottomotorische Teillastbrennverfahren (geschichtete Benzindirekteinspritzung und homogene Raumzündverbrennung) ergeben sich zusätzliche Möglichkeiten zur Kraftstoffverbrauchssenkung, allerdings meist mit der Konsequenz einer aufwendigeren Abgasnachbehandlung.

### 2.1 Raumzündverbrennung

Die Raumzündverbrennung bzw. kontrollierte homogene Kompressionszündung (englisch Homogeneous Charge Compression Ignition, abgekürzt HCCI, oder Controlled Auto Ignition, abgekürzt CAI) bezeichnet das Konzept für einen Motor, bei dem die Verbrennung eines homogenen Gemisches an mehreren, meist zentralen Stellen des Brennraums selbständig einsetzt [72]. Die Zündung wird dabei durch die bei der Verdichtung steigende Temperatur und gegebenenfalls im Brennraum verbleibende Radikale ausgelöst. Zur Leistungsregelung und zur Reduzierung der Verbrennungsgeschwindigkeit wird zurückgeführtes oder zurückgehaltenes Abgas eingesetzt. Durch die Menge des zurückgeführten Abgases sowie durch Unterstützung bzw. Stabilisierung der Entflammung durch die Zündung mittels Zündkerze (englisch Spark Assisted Auto Ignition, abgekürzt SAAI) lässt sich in einem gewissen Umfang die Verbrennungslage kontrollieren. Bei Ottomotoren wird in der Regel eine innere Abgasrückführung eingesetzt, um die Zündung des klopfesten Kraftstoffs durch erhöhte Temperatur zu beschleunigen [62; 69; 71; 72].

Hauptvorteil der CAI-Verfahren ist ein niedrigerer Stickoxidausstoß gegenüber heterogenen mageren ottomotorischen Brennverfahren. Die indirekte Regelung der Selbstzündung über das Restgas ist aber im Vergleich zu konventionellen Brennverfahren sehr problematisch. Durch die fast gleichzeitige Umsetzung des gesamten Kraftstoff-Luft-Gemisches entstehen sehr hohe Druckgradienten und -maxima. Aus Gründen der Bauteilfestigkeit ist es daher nicht möglich, einen Motor in Punkten höherer Last im reinen CAI-Modus zu betreiben. Durch Mischformen aus Flammenfrontverbrennung und Raumzündverbrennung (Erweiterung des Lastbereichs durch SAAI) bei Kombination mit externer Abgasrückführung bietet die homogen-magere Verbrennung im oberen Lastbereich eine vielversprechende Alternative – allerdings verbunden mit komplexem Regelaufwand zur Begrenzung der Druckgradienten (Notwendigkeit der Brennraumdruckindizierung, Regelung der Verbrennungsschwerpunktslage, der Einspritzparameter und des Zündzeitpunkts sowie der inneren und äußeren AGR). Wird zudem auch in mittleren bzw. höheren Lastbereichen ein verbrauchsgünstiger Magerbetrieb angestrebt, ist auch bei der Raumzündverbrennung eine konventionelle Abgasnachbehandlung (nur Drei-Wege-Katalysator) nicht mehr ausreichend. Zudem ist zu erwarten, dass in neuen Fahrzyklen (z. B. im WLTP) der Lastbereich nach oben über den im NEFZ festgelegten Bereich ausgedehnt wird und damit der Kraftstoffverbrauch und die Emissionen im Bereich höherer Last stärker in den Fokus rücken.

## 2.2 Schichtladungsverbrennung

Die Verträglichkeit des konventionellen Ottomotors für überstöchiometrische Kraftstoff-Luft-Verhältnisse ist stark begrenzt. Um die positiven Effekte der Entdrosselung sowie den im Magerbetrieb höheren Isentropenexponenten auch für global höhere Kraftstoff-Luft-Verhältnisse nutzen zu können, wurden für Ottomotoren mit Direkteinspritzung unterschiedliche Gemischbildungs- und Brennverfahren entwickelt. Ziel dieser Verfahren ist, den Motor in der Teillast global mit einem hohen Kraftstoff-Luft-Verhältnis zu betreiben, lokal an der Zündkerze aber möglichst ein stöchiometrisches Gemisch bereitzustellen. Für ungeteilte Brennräume ist dabei die Einteilung in luft-, wand- und strahlgeführte Verfahren bei Schichtladungsbetrieb üblich, welche anhand der Mechanismen erfolgt, die für den Ladungstransport zwischen Düse und Zündkerze verantwortlich sind [7; 94; 96]. Eine Darstellung der Verfahren findet sich in Abbildung 2.1.

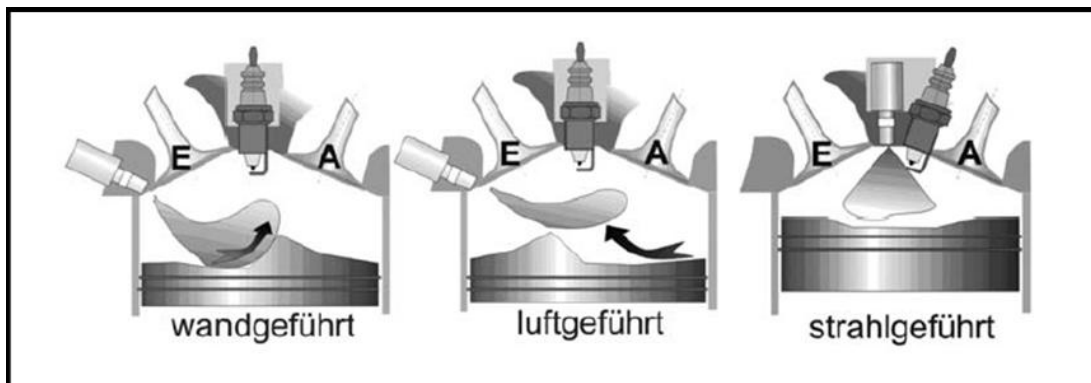


Abbildung 2.1: Einteilung der Schichtladungsverbrennverfahren für Ottomotoren [7]

### Wandgeführtes Verfahren

Wandgeführte Verfahren nutzen als maßgeblichen Mechanismus für den Transport des Kraftstoffs zur Zündkerze die Strahlumlenkung durch die Brennraumwand zumeist durch Einspritzung des Kraftstoffs in Richtung einer speziell geformten Kolbenmulde [36; 52]. Unterstützend für die Gemischaufbereitung wirkt oftmals eine gerichtete Ladungsbewegung. Wandgeführte Verfahren sind allgemein durch folgende Merkmale charakterisiert:

- tiefe Kolbenmulde, meist asymmetrischer Kolben
- stark gerichtete Ladungsbewegung
- Kolbenbenetzung [18; 95]
- großer Abstand zwischen einlassseitigem Injektor und zentraler Zündkerze
- kleiner Strahlwinkel
- relativ frühe Einspritzung [26], lange Gemischbildungszeit [78]

## Luftgeführtes Verfahren

Dominierend beim Kraftstofftransport von der Düse zur Zündkerze ist die Ladungsbewegung im Brennraum. Ähnlich dem wandgeführten Verfahren ist auch das luftgeführte Verfahren durch einen großen Abstand zwischen seitlichem Injektor und zentraler Zündkerze gekennzeichnet [95]. Die Einspritzung erfolgt in Richtung der Zündkerze. Die Kolbengeometrie soll eine weitestgehend freie Strahlausbreitung ohne Wandbenetzung ermöglichen. Luftgeführte Verfahren sind allgemein durch folgende Merkmale gekennzeichnet:

- flachere Kolbenmulde
- starke, gerichtete Ladungsbewegung
- seitliche Injektorlage, zentrale Zündkerze
- relativ frühe Einspritzung, mittlere Gemischbildungszeit

Für wand- und luftgeführte Verfahren ergeben sich folgende Vorteile:

- gute Gemischaufbereitung bei betriebswarmem Motor bedingt durch lange Gemischbildungszeit [78]
- Unempfindlichkeit gegenüber Veränderungen der Strahlqualität (Ausgleich durch gerichtete Ladungsbewegung, Strahlumkehr), deshalb recht hohe Robustheit und Stabilität über Betriebsdauer
- geringe Verkokungsneigung durch lange Verdampfungszeit, niedrige Düsentemperatur durch einlassseitige Anordnung
- mittige Zündkerzenlage

Den genannten Vorteilen stehen folgende Nachteile gegenüber:

- schlechte Schichtung (infolge langer Gemischbildungszeit keine kompakte Gemischwolke realisierbar), dadurch relativ geringer Kraftstoffverbrauchsvorteil im Schichtbetrieb
- hohe Wandwärmeverluste infolge des ungünstigen Oberflächen-Volumen-Verhältnisses
- erhöhte Klopfneigung durch zerklüfteten Brennraum, infolge dessen geringe Kraftstoffverbrauchsvorteile im Homogenbetrieb
- schlechtere Homogenisierung aufgrund des kleinen Strahlwinkels und Kraftstoffwandauftrag, infolge dessen hohe Kohlenwasserstoffemissionen [78; 95]
- Empfindlichkeit bezüglich Schwankungen in der Ladungsbewegung [23; 63]
- Füllungs Nachteile infolge stark gerichteter Ladungsbewegung
- erhöhte Massenkräfte aufgrund komplexer Kolbengeometrie

Kombinationen aus wand- und luftgeführtem Verfahren und Magerkatalysatoren wurden Ende der 1990iger Jahre eingeführt, dann aber wieder sukzessive von geschichtet auf homogen-stöchiometrisch umgestellt, da die erzielten Kraftstoffverbrauchsvorteile in keinem Verhältnis zum Mehraufwand standen [79; 92].

Die seitliche Anordnung des Injektors findet aufgrund von Vorteilen hinsichtlich der Kühlmittelströme im Zylinderkopf (weniger Einschränkungen der Kühlkanalführung), der zentralen Anordnung der Zündkerze sowie der niedrigeren Bauhöhe des Zylinderkopfs verstärkt Anwendung in Konzepten mit homogen-stöchiometrischer Verbrennung.

## Strahlgeführtes Verfahren

Beim strahlgeführten Verfahren ist für den Kraftstofftransport zur Zündkerze die Strahldynamik selbst der maßgebliche Mechanismus. Die Einspritzung erfolgt relativ spät mit entsprechend kurzer Gemischbildungszeit [26]. Charakteristisch für strahlgeführte Brennvorfahren ist die räumliche Nähe von Injektor und Zündkerze sowie ein vergleichsweise großer Strahlkegelwinkel. Damit kann das Spray direkt, ohne Interaktion mit der Kolbenmulde und mit geringer Beeinflussung durch die Zylinderinnenströmung zur Zündkerze geführt und entflammt werden [42; 47; 80; 87]. Gegenüber den anderen Verfahren sind für das strahlgeführte Verfahren folgende Vorteile aufzuführen:

- relativ geringe Wandbenetzung [30]
- gute Schichtung [66] aufgrund der kompakten Gemischwolke infolge des kleinen Abstands zwischen Injektor und Zündkerze, dadurch geringe Diffusion des Kraftstoffs sowie hohe Luftzahlgradienten möglich
- niedrige Wandwärmeverluste (brennraummittige Positionierung der Gemischwolke und deren Verbrennung, kompakter Brennraum mit günstigem Verhältnis von Volumen zu Oberfläche)
- aufgrund relativ später Einspritzung Nutzung der strahlinduzierten Turbulenz (kürzere Brenndauer)

Die Anordnung des Injektors beim strahlgeführten Brennvorfahren bietet zusätzlich Vorteile im Homogenbetrieb:

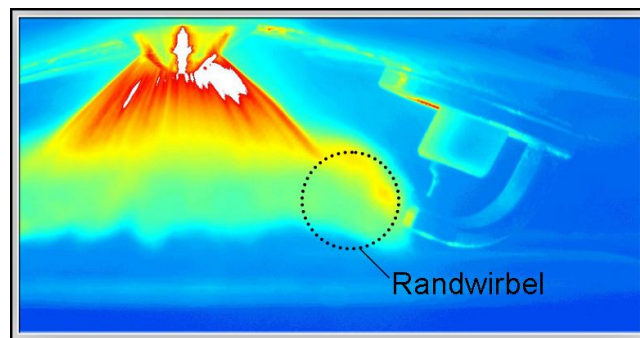
- geringe Klopfneigung aufgrund kurzer Flammwege durch kompakten, wenig zerklüfteten Brennraum [67]
- gute Homogenisierung durch gute Luftefassung infolge des großen Strahlwinkels bei Einspritzung in den Saughub
- hoher Liefergrad infolge relativ geringer Ladungsbewegung

Nachteile des strahlgeführten Brennvorfahrens sind die hohe Sensitivität hinsichtlich der Zuordnung des Injektors zur Zündkerze [30; 66], die hohe Belastung der Zündkerze durch die Benetzung mit flüssigem Kraftstoff sowie hohe Anforderungen an die Strahlstabilität über die Motorlebensdauer. Eine konstruktive Herausforderung (z. B. bei der Auslegung der Kühlkanäle, Ventilgrößen) stellen die Platzverhältnisse im Zylinderkopf durch die zentrale Anordnung des Injektors zwischen den Ventilen und der in der Nähe angeordneten Zündkerze dar. Durch die außermittig angeordnete Zündkerze ergeben sich unterschiedlich lange Flammenwege. Die relativ geringe Ladungsbewegung kann sich negativ auf den Homogenbetrieb auswirken (langsames Durchbrennen). Mit Schichtladung betriebene DE-Ottomotoren, die nach dem strahlgeführten Verfahren arbeiten, konnten erst im Jahr 2006 in größerem Umfang in die Serie eingeführt werden [56; 77].

### 2.2.1 Strahlgeführtes Brennverfahren mit Piezo-A-Düse

Die bei diesem Verfahren verwendete nach außen öffnende Düse mit Piezo-Aktuator (Piezo-A-Düse, Piezo-Injektor) ermöglicht eine schnelle Ventildynamik sowie einen hohen Durchfluss und eignet sich vor allem für strahlgeführte Brennverfahren. Der Strahl bildet einen Hohlkegel aus und durch Teilhub der Nadel lassen sich auch kleine Einspritzmengen darstellen. Im Schichtbetrieb wird der Kraftstoff mit einem Einspritzdruck von bis zu 200 bar und 2- bzw. 3-fach-Einspritzung während des Kompressionshubs in den Brennraum eingebracht [56; 74]. Bei diesen Randbedingungen (hohe Dichte) sind v. a. aerodynamische Kräfte und Zerfallsprozesse des Strahls von Bedeutung. Unter dem Einfluss der vom eindringenden Kraftstoffstrahl induzierten Strömung entsteht durch Kraftstoffverdampfung und Vermischung von Luft und Kraftstoffdampf eine sich im Brennraum torusförmig ausbreitende Gemischwolke mit so genannten Randwirbeln [29; 68]. Der Strahlkegelwinkel selbst bleibt in Injektornähe unter Gegendruck weitgehend konstant [74; 86]. Während des Einspritzvorgangs dringt in einiger Entfernung zur Düsen spitze seitlich Luft in den Kraftstoffstrahl ein (Entrainment). Gleichzeitig wird zudem kolbenseitig Luft in den Hohlkegel gesaugt. Die Düsengeometrie des Injektors sowie deren Anordnung im Brennraum muss dazu gerade so ausgelegt sein, dass weder seitliches Eindringen noch kolbenseitiges Eindringen dominieren, um so ein übermäßiges Aufweiten bzw. Kollabieren des Hohlkegels zu verhindern. Weiterhin muss gerade soviel Luft angesaugt werden, um ein zündfähiges Gemisch zu erzeugen.

Im Randwirbel wird dabei unter hohem Umgebungsdruck ein Großteil der translatorischen Energie des Strahls in Rotationsenergie umgewandelt. Dies verlangsamt die Penetration des Strahls bzw. des Sprays und hält die Gemischwolke für längere Zeit in der Nähe der Zündkerze [86]. In Abbildung 2.2 ist im Schnitt der Hohlkegel und darüber hinaus die charakteristische Randwirbelbildung des Strahls zu erkennen.

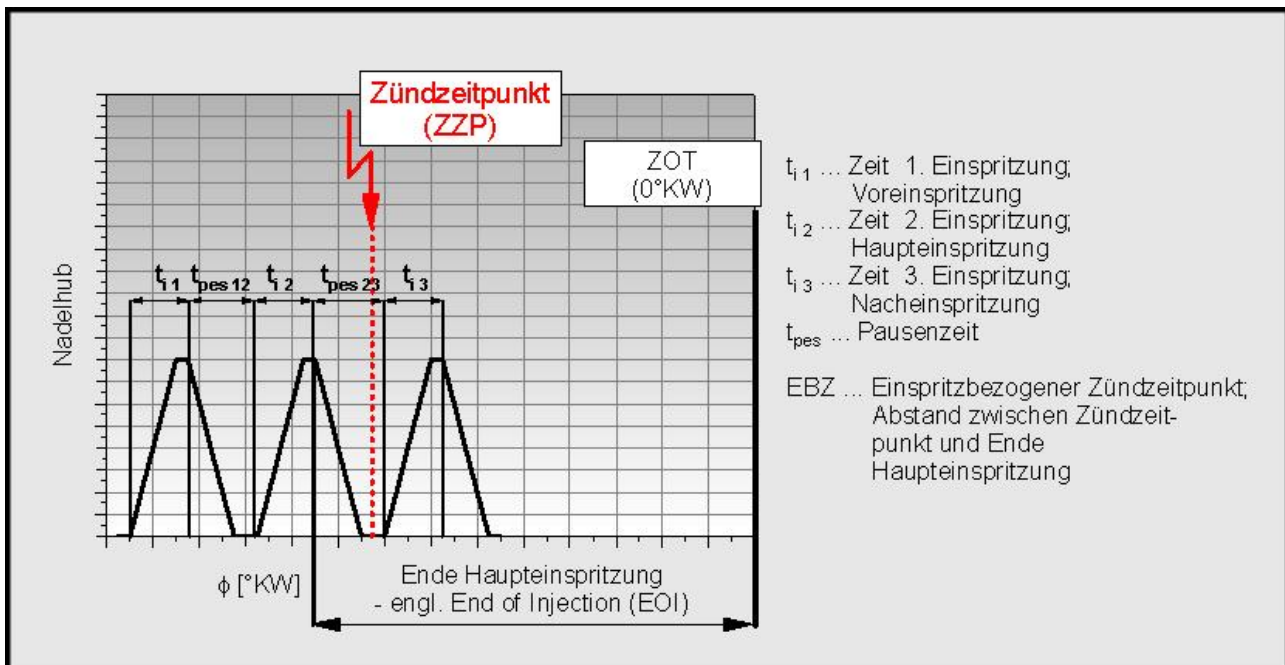


**Abbildung 2.2:** Kraftstoffstrahlposition beim strahlgeführten Brennverfahren [87]

Die Entflammung des Gemischs im Schichtladebetrieb erfolgt nicht im Bereich des Kernstrahls, sondern im Bereich des Randwirbels. Dieser bildet sich unabhängig vom Betriebspunkt im Schichtladebetrieb stabil aus, womit sich im Elektrodenbereich der Zündkerze sehr günstige Entflammungsbedingungen einstellen. In strahlgeführten Konzepten ohne Mechanismen zur Begrenzung der Penetration wird der Kraftstoff den Zündort sehr schnell passieren; das Zündfenster während der Einspritzung ist sehr klein. Dadurch ist der zeitliche Bereich des Zündzeitpunkts (ZZP) stark eingeschränkt. Infolge dessen ergibt sich eine thermodynamisch sehr ungünstige Lage des Verbrennungsschwerpunkts [47]. Durch die noch stärker begrenzte Zeit

der Gemischaufbereitung folgt eine Verbrennung noch fetter Zonen und Tropfen mit der Folge erhöhter Kohlenmonoxid- und Rußemissionen. In Extremfällen führen diese hohen Gradienten der Kraftstoffkonzentration in Zündkerzennähe bzw. eine schlechtere Ladungsschichtung bei zu großem Abstand zwischen Einspritzende und Zündung (Overmixing) zu Verbrennungsaussetzern [2; 86].

Wie eingangs beschrieben bietet der Piezo-Injektor aufgrund seines schnellen Piezo-Aktors die Möglichkeit, sehr kurze Einspritzzeiten und damit sehr kleine Einspritzmengen zuverlässig und reproduzierbar darzustellen. Damit ergibt sich ein weiterer Parameter, die Gemischbildung, die Verbrennung und damit die Emissionen und den Kraftstoffverbrauch gezielt zu beeinflussen: die Mehrfacheinspritzung. Untersuchungen von Schaupp et al. [74] haben gezeigt, dass sich die Gemischaufbereitung und damit die Verbrennung durch Taktung der Einspritzung auch im Schichtbetrieb positiv beeinflussen lassen. Abbildung 2.3 zeigt die Parameter der Einspritzstrategie, die pro Lastpunkt variiert werden können.



**Abbildung 2.3:** Einspritzvorgang im Schichtbetrieb – Einspritzstrategie und Zündzeitpunkt



Neben den Einspritzzeiten stehen weitere Parameter wie die Gesamtmenge der Einspritzung, die Abgasrückführrate, der Saugrohrdruck und das Verbrennungsluftverhältnis sowie der Raildruck zur Verfügung. Abbildung 2.4 zeigt im Zündkerzenbereich Vertikalschnitte der Tropfen des Kraftstoffstrahls, der Gemischwolke als Lambdaverteilung und der sich nach der Zündung ausbildenden Flamme beschrieben durch deren Temperaturentwicklung.

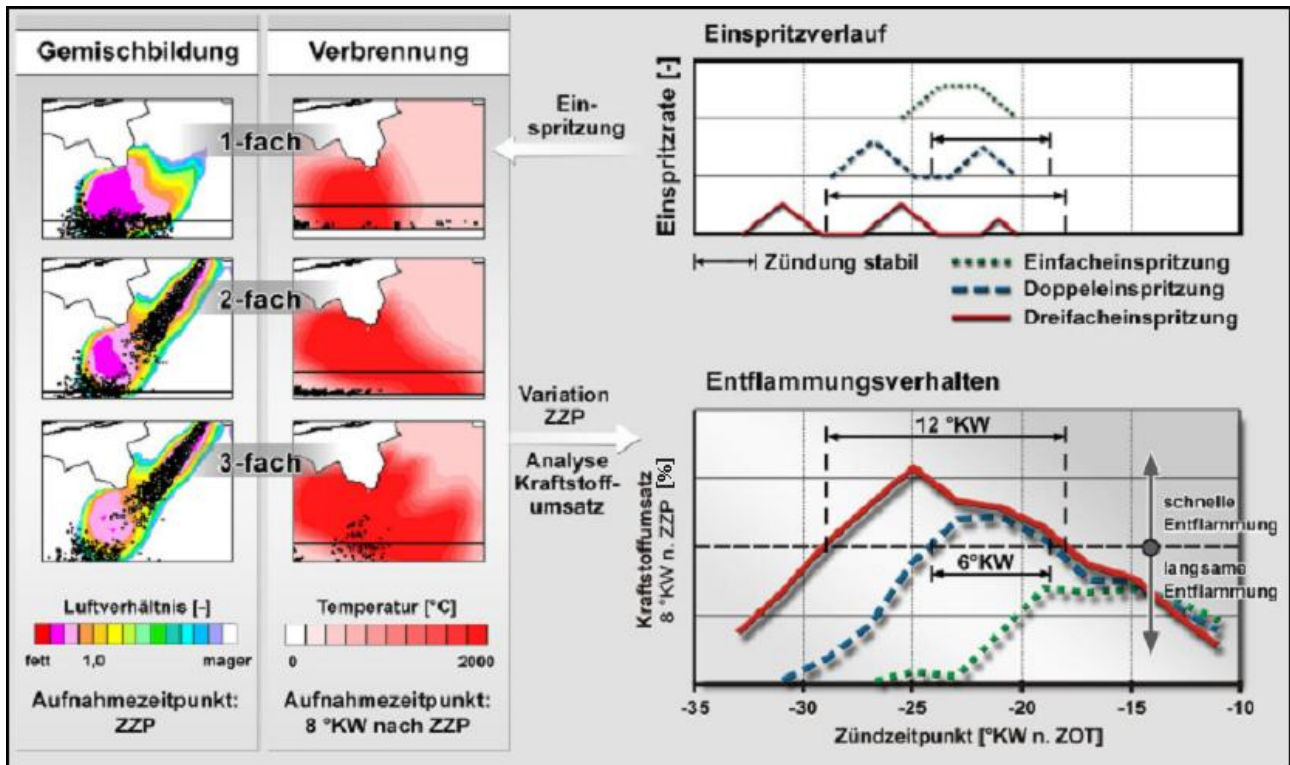


Abbildung 2.4: Mehrfacheinspritzung im Schichtbetrieb – Simulationsergebnisse [74]

Durch Aufteilen der Einspritzmenge auf zunächst bis zu drei Einspritzungen ergibt sich für die Gemischwolke im Bereich der Zündkerze zum Zeitpunkt einer entflammungsoptimalen Gemischbildung ein größerer Bereich mit  $\lambda = 1$ . Zonen mit zu fettem oder zu magerem Gemisch im Bereich der Zündkerze werden durch Taktung der Einspritzung verringert; die Lufterfassung des Kraftstoffstrahls wird deutlich verbessert. Bei Zündung zum Zeitpunkt entflammungsgünstiger Gemischbildung im Zündbereich breitet sich die Flamme bei einer Mehrfacheinspritzung schneller aus als bei einer Einfacheinspritzung. Zur Beurteilung der Zündstabilität der betrachteten Einspritzstrategien zeigt Abbildung 2.4 rechts den Einfluss des Zündzeitpunkts bei konstantem Einspritzzeitpunkt auf die bei 8 °KW nach Zündungseinleitung umgesetzte Kraftstoffmenge. Zu erkennen ist, dass bei Mehrfacheinspritzung eine gegenüber der Einfacheinspritzung schnellere und sichere Entflammung nicht nur im entflammungsgünstigen Zündzeitpunkt, sondern in einem großen Zeitfenster möglich ist. Ein thermodynamisch günstiger Zündzeitpunkt ist z. B. -25 °KW n.ZOT. Bei Mehrfacheinspritzung ist bei 8 °KW n.ZOT eine deutlich über dem kritischen Kraftstoffanteil liegende Kraftstoffmenge umgesetzt (schnelle Entflammung). Bei Einfacheinspritzung hingegen kann der kritische Umsatz zum Zeitpunkt 8 °KW n.ZOT nicht erreicht werden (langsame Entflammung). Das Gemisch kann so auch bei späten Einspritz- und Zündzeitpunkten entflammt werden, so dass sich thermodynamisch vorteilhafte spätere Schwerpunktlagen erreichen lassen. Die positiven Effekte, die bei der Simulation für die Mehrfacheinspritzung bezüglich Entflammung und Verbrennung aufgezeigt wurden, konnten im Versuch bestätigt werden [74].

In Abbildung 2.5 links ist der Einfluss des Abstands zwischen Einspritzende und Zündung, nachfolgend als einspritzbezogener Zündzeitpunkt (EBZ) bezeichnet, auf die Laufruhe bzw. die Aussetzerhäufigkeit dargestellt. Dazu wird im Versuch der Einspritzzeitpunkt bezüglich der Lage zum oberen Totpunkt (ZOT) fixiert und der Zündzeitpunkt variiert.

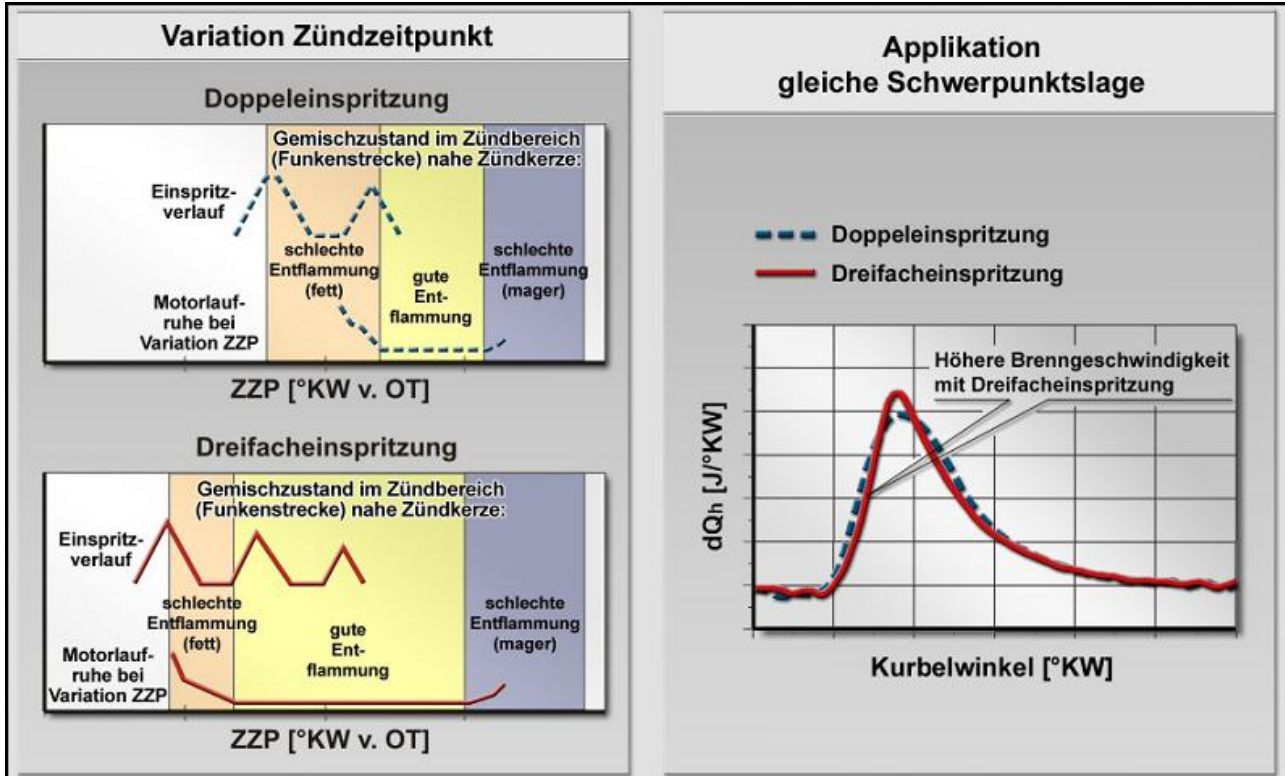


Abbildung 2.5: Mehrfacheinspritzung im Schichtbetrieb – Versuchsergebnisse [74]

Der Bereich mit geringerer Laufunruhe, in dem der Zündzeitpunkt bei konstantem Einspritzende variiert werden kann, ist mit der Dreifacheinspritzung deutlich größer als mit der Doppeleinspritzung. Bei gleicher Schwerpunktslage ergibt sich bei Dreifacheinspritzung nochmals eine schnellere und günstigere Verbrennung als bei Zweifacheinspritzung. Die Robustheit kann mittels der Dreifacheinspritzung gegenüber der Doppeleinspritzung bei hohen Lasten im Schichtbetrieb deutlich verbessert werden. Aufgrund der für Dreifacheinspritzung erzielten besten Ergebnisse (bzw. aufgrund gewisser Betriebsrestriktionen des Injektors auch für Doppeleinspritzung) wird diese für weitergehende Untersuchungen als Referenz und Basis herangezogen. Für Prinzipuntersuchungen bzw. die Darstellung grundsätzlicher Zusammenhänge kann die Einfacheinspritzung dennoch gut geeignet sein.

Die Untersuchungen von Sauter et al. [70] beschäftigen sich mit der detaillierten optischen Untersuchung des Sprayverhaltens. Es konnte unter motorähnlichen Randbedingungen für die nach außen öffnende Düse eine hohe Stabilität des äußeren und des strahlinneren Rezirkulationsgebiets nachgewiesen werden. Weiterhin wird beschrieben, wie die eingespritzte Kraftstoffmenge das Strahlverhalten beeinflusst. Je größer die Kraftstoffmenge (des einzelnen Taktes), desto höher ist auch die Geschwindigkeit in der Gasphase. Dies führt zu tieferem Vordringen des Kraftstoffstrahls in den Brennraum bzw. in Richtung der Brennraumwände. Das Rezirkulationsgebiet wird in Strahlrichtung verschoben, ebenso vergrößern sich dessen Durchmesser

und kinetische Energie. Die Untersuchungen liefern damit weitere Argumente für die Notwendigkeit einer getakteten Einspritzung bei größeren Einspritzmengen, z. B. für höhere Lasten. Sauter et al. [70] haben weiterhin gezeigt, dass eine Änderung der Einspritzmenge eine geänderte Orientierung der Geschwindigkeitsvektoren innerhalb des Strahls bzw. des Sprays bewirkt. Dies führt zu veränderten Bedingungen für eine zweite oder dritte Einspritzung. Damit konnte gezeigt werden, dass durch gezielte Taktung der Einspritzung Einfluss auf die Strahl- bzw. Spraycharakteristik sowie das Strömungsfeld nach der Einspritzung genommen werden kann. Über die Mengenaufteilung auf die einzelnen Takte sowie die Pausenzeiten lässt sich demnach die Lage des Rezirkulationsgebiets sowie dessen kinetische Energie variieren.

### 2.2.2 Motorkennfeldbereich des Schichtbetriebs

Das angewendete strahlgeführte Mercedes-Benz-Brennverfahren bietet mit den verfügbaren Injektortechniken (A-Düse mit Piezo-Aktor) das beste Potential sowohl hinsichtlich der Präzision der eingespritzten Kraftstoffmenge als auch eines niedrigen Kraftstoffverbrauchs.

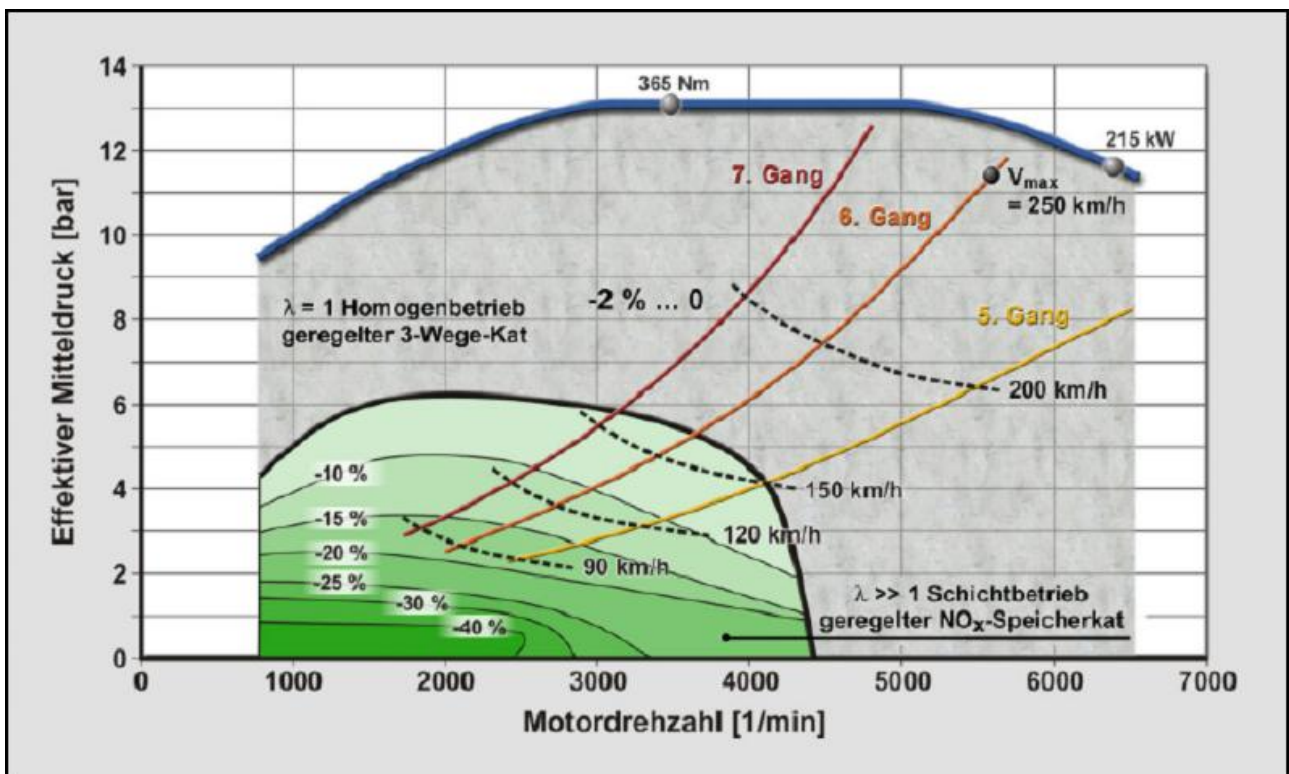


Abbildung 2.6: Differenzkennfeld Schichtbetrieb [74]

In Abbildung 2.6 sind die verschiedenen Betriebsbereiche (Homogen- und Schichtladebetrieb) sowie die prozentuale Kraftstoffeinsparung im Kennfeld des Mercedes-Benz V6-Motors M272 dargestellt. Der Schichtladebereich erstreckt sich bis zu einer Drehzahl von  $n = 4500$  1/min und einer Last von  $p_{me} = 6$  bar. Außerhalb des aktiven Temperaturfensters des  $NO_x$ -Speicherkatalysators wird auf Homogenbetrieb mit Quantitätsregelung ( $\lambda = 1$ ) gewechselt. Somit wird der gesamte Kennfeldbereich mit aktiver Abgasnachbehandlung betrieben. Auf einige Besonderheiten der Abgasnachbehandlung für Ottomotoren mit Magerbetrieb wird im Kapitel 2.4 eingegangen.

### 2.2.3 Erweiterung des Mager-Kennfeldbereichs mittels Homogen-Schicht-Betrieb

In einer nächsten Evolutionsstufe, welche mit dem Mercedes-Benz V6-Motor des Typs M276 in Serie eingeführt worden ist, wird eine Ausweitung des verfügbaren Kennfeldbereichs, in dem der Motor mager betrieben werden kann, erzielt. Dazu ist die Betriebsart „Homogen-Schicht“ (HOS) entwickelt worden [88]. Bisher gab es einerseits den „klassischen“ Schichtbetrieb mit 2- bzw. 3-fach-Einspritzung in den Kompressionshub und andererseits den Homogenbetrieb ( $\lambda = 1$ ) mit der Einspritzung in den Ansaughub. Die Trennung zwischen Schichtbetrieb und Homogenbetrieb lag bei einem effektiven Mitteldruck  $p_{me}$  von ca. 5 bis 6 bar. Die zusätzliche Betriebsart HOS wird für den Übergangsbereich genutzt. Sie ersetzt den oberen Bereich des Schichtbetriebs und einen Teil des darüber liegenden homogen-stöchiometrischen, drosselgeregelten Bereichs [88].

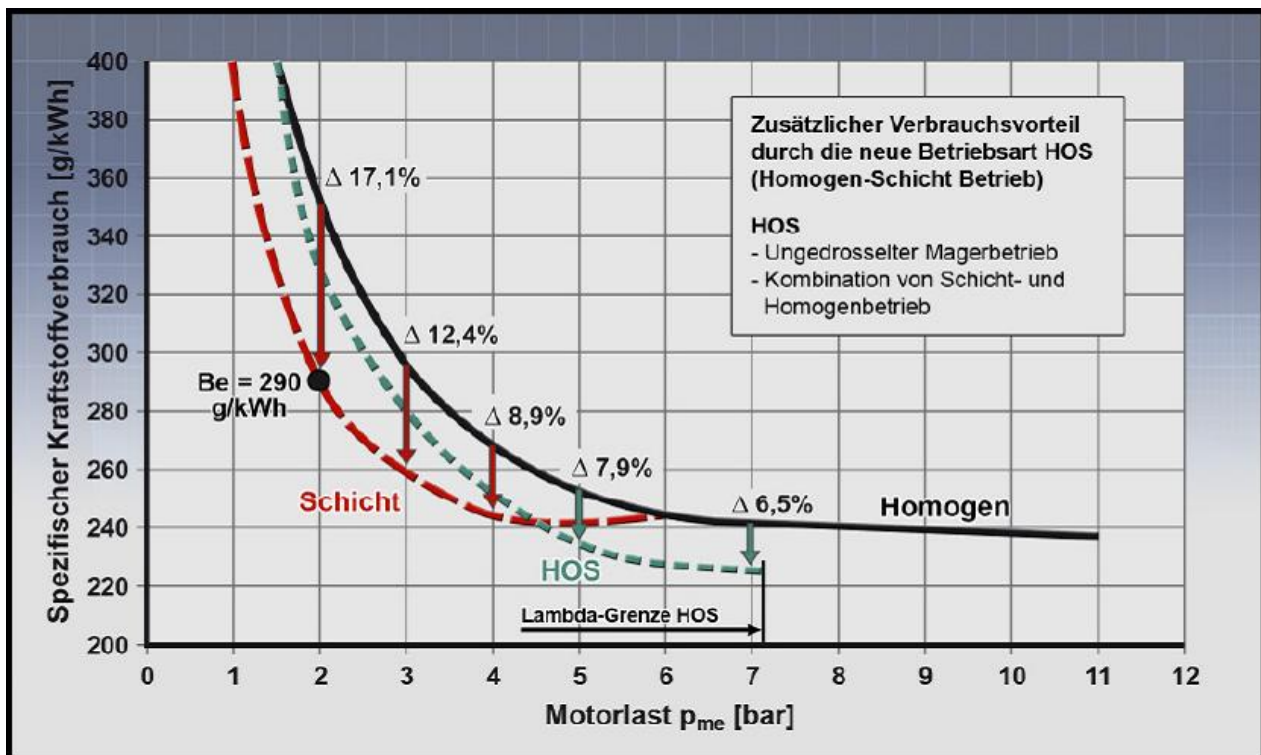


Abbildung 2.7: Zusätzlicher Kraftstoffverbrauchsvorteil durch HOS bei  $n = 2000$  1/min [88]

Im Lastschnitt bei  $n = 2000$  1/min (Abbildung 2.7) zeigt sich, dass HOS im Bereich oberhalb des effektiven Mitteldrucks von  $p_{me} = 4$  bar günstigere Kraftstoffverbrauchswerte liefert als der reine Schichtbetrieb, bis knapp über  $p_{me} = 7$  bar werden günstigere Werte als im Homogenbetrieb erzielt. Die Betriebsart HOS ist eine Kombination aus Homogen-Mager- und klassischem Schichtbrennverfahren. Dabei wird bei entdrosseltem Motor die erste Einspritzung in den Ansaughub eingebracht, so dass sich ein homogenes Basisgemisch ausbildet. Die eigentliche „Schicht“-Einspritzung erfolgt in die Kompression vor der Zündung kennfeldabhängig als einfache oder zweifache Einspritzung [88].

Abbildung 2.8 zeigt das Kennfeld des erweiterten Magerbetriebs, das sich im Wesentlichen in drei Bereiche unterteilt:

- niedrige Teillast bis  $p_{me}$  4 bar und bis  $n$  4000 1/min → Schicht
- mittlere Teillast  $p_{me}$  4 bis 8 bar und bis  $n$  4000 1/min → HOS
- hohe Last und gesamter übriger Drehzahlbereich → Homogen

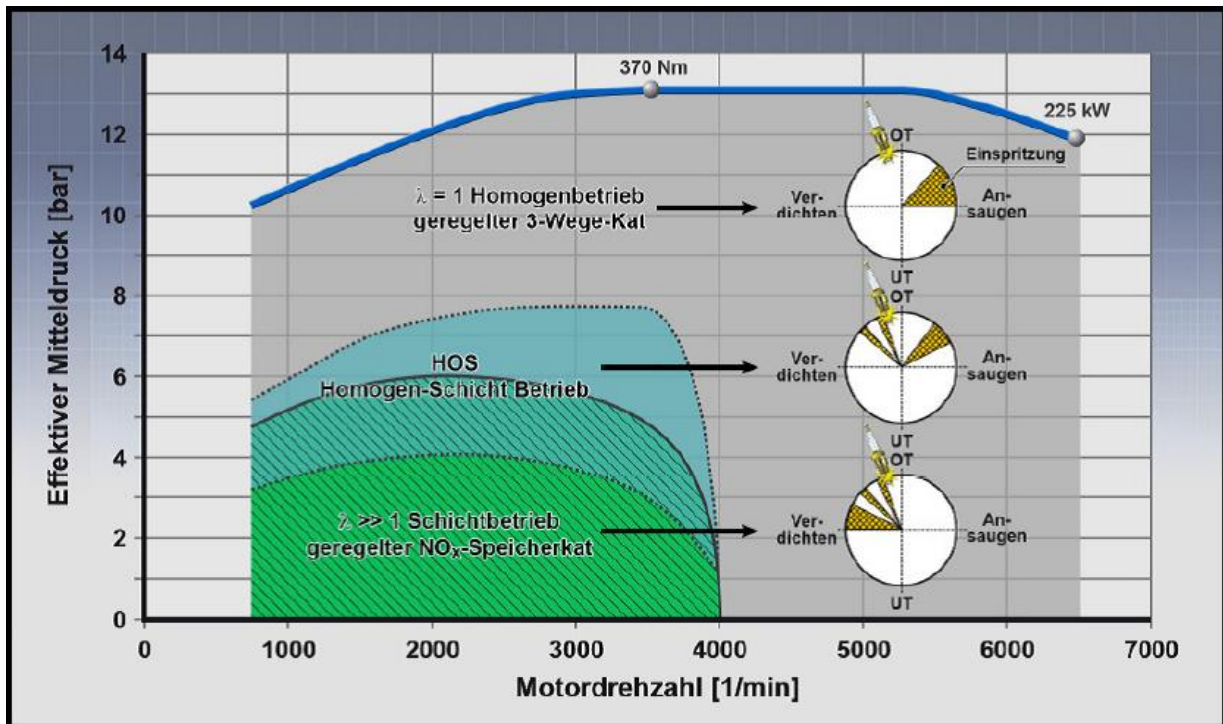


Abbildung 2.8: Betriebsarten im Motorkennfeld [88]

## Zusammenfassung

Durch die geschichtete Benzindirekteinspritzung konnten die Drosselverluste, die für einen wesentlichen Kraftstoffverbrauchsnachteil des Ottomotors verantwortlich sind, deutlich reduziert werden. Durch die geänderte Gaszusammensetzung beim geschichtet betriebenen Ottomotor ergibt sich ein weiterer Vorteil. Durch den Luftüberschuss erhöht sich der Isentropenkoeffizient  $\kappa$  und damit der thermodynamische Wirkungsgrad. Zum Erreichen möglichst niedriger Emissionen sind aber weitere Maßnahmen wie Abgasrückführung (AGR) sowie eine komplexe Abgasnachbehandlung notwendig, die zum Teil die erzielten Kraftstoffverbrauchseinsparungen wieder kompensieren.

Der reine Schichtbetrieb beschränkt sich aufgrund der Limitierung durch die Gemischbildung und die Abgasemissionen sinnvoller Weise auf den unteren Last- und Drehzahlbereich. Bei höheren Lasten und Drehzahlen verschlechtern sich die Bedingungen für eine ausreichende Schichtung, da eine große Kraftstoffmenge über eine lange Zeit eingebracht werden muss und die dafür vorhandene Gemischbildungszeit nicht ausreicht. In diesen Bereichen werden homogen-magere bzw. homogene Betriebsmodi verwendet, deren verschiedene Ausprägungsformen, wie z. B. der Homogen-Schicht-Betrieb bzw. das Absetzen einer Zündinspritzung, erst durch die zentrale Injektorlage ermöglicht werden. Aufgrund der Limitierung der Schadstoffemission  $\text{NO}_x$  sind auch diese Betriebsarten nur mit AGR nutzbar.

## 2.3 Abgasrückführung

Unter Abgasrückführung versteht man die Zufuhr von Abgas zum Frischgemisch bzw. zur angesaugten Luft. Der Einsatz der Abgasrückführung zielt primär auf eine Minderung der  $\text{NO}_x$ -Emission bei Verbrennungsmotoren ab.

Stickoxide ( $\text{NO}_x$ -Emissionen) bestehen bei Verbrennungskraftmaschinen aus  $\text{NO}$  und  $\text{NO}_2$ , wobei beim Ottomotor  $\text{NO}$  mit über 90% den größten Anteil ausmacht [9; 53]. Der größte Anteil der Stickstoffmonoxidbildung entfällt dabei auf das thermische Stickstoffmonoxid, welches nach dem erweiterten Zeldovich-Mechanismus gebildet wird [32; 97].



stellt dabei den dominierenden Mechanismus dar, denn geschwindigkeitsbestimmend ist die Aufspaltung der Dreifachbindung von  $\text{N}_2$ .

Die Bildung von atomarem Sauerstoff erfolgt über die Reaktion:



Zusätzlich wird  $\text{NO}$  durch die Reaktion



gebildet. Bei unterstöchiometrischer Verbrennung reagiert:



Für die Bildungsgeschwindigkeit von  $\text{NO}$  ergibt sich nach [46] und [53] folgender Zusammenhang:

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = 2k_1^+ [\text{O}] [\text{N}_2] \frac{1 - [\text{NO}]^2 / (K [\text{O}_2] [\text{N}_2])}{1 + k_1^- [\text{NO}] / (k_2^+ [\text{O}_2] + k_3^+ [\text{OH}])} \quad (2.5)$$

mit

$$K = (k_1^+ / k_1^-) (k_2^+ / k_2^-) \quad (2.6)$$

Die Größen  $k_i^+$  bzw.  $k_i^-$  beschreiben die Koeffizienten für die Hin- bzw. Rückreaktionen der  $\text{NO}_x$ -Bildungsmechanismen. Diese sind von der Temperatur und der Gemischzusammensetzung

abhängig. Die Reaktionsgleichungen und -mechanismen charakterisieren die thermische Stickoxidbildung in der Flammenfront und im Abgas. Auf andere Stickoxidbildungsmechanismen soll nicht weiter eingegangen werden, da sie beim Ottomotor nicht ausschlaggebend sind [32; 34]. Stickoxide werden grundsätzlich bei sehr hohen Temperaturen ( $T > 2200 \text{ K}$ ), ausreichendem Sauerstoff und langer Verweilzeit gebildet. Bei einem Luft-Kraftstoffverhältnis zwischen  $\lambda = 1,0$  bis 1,1 ergeben sich die höchsten Werte. Beim Schichtladebetrieb sind sie trotz und wegen der global mageren Luftverhältnisses sehr hoch. Da die Verbrennung lokal um  $\lambda = 1$  (luftspaltisoliert von den Brennraumwänden) abläuft, ergeben sich hohe Spitzentemperaturen und aufgrund der Flammenfrontverbrennung lange Verweildauern in den entsprechenden Temperaturbereichen.

### Wirkungsweise der Abgasrückführung

Die  $\text{NO}_x$ -Reduktion wird im Wesentlichen durch folgende Einflüsse hervorgerufen:

- Die Wärmekapazität des rückgeführten Abgases ist vor allem aufgrund des höheren  $\text{CO}_2$ - und  $\text{H}_2\text{O}$ -Anteils höher als diejenige von Luft. Das führt zu einer geringeren Temperatursteigerung bei gleicher freigesetzter Wärmemenge durch die Verbrennung
- Senkung des  $\text{O}_2$ -Partialdrucks und damit geringere Sauerstoffmasse im Zylinder, da ein Teil der Verbrennungsluft durch Abgas mit niedrigerem Sauerstoffgehalt ersetzt wird
- Verringerung der Verbrennungsgeschwindigkeit und dadurch geringerer Temperaturanstieg.

Die Abgasrückführrate bzw. der Restgasgehalt ist als der Massenanteil an der gesamten Zylinderfüllung nach Abschluss des Ladungswechsels definiert. Bleibt die Frischluftmenge bei konstantem Verbrennungsluftverhältnis und konstanter Kraftstoffmenge ( $\lambda = 1$ ) gleich, steigen durch den Einsatz der Abgasrückführung die Ladungsdichte und damit Anfangsdruck und -temperatur (kurz nach dem Einlass-schließt-Zeitpunkt) im Zylinder an. Die Prozesstemperatur in diesem Bereich erhöht sich dadurch jedoch nur wenig, so dass auch in diesem Fall von einer Prozesstemperatursenkung durch Abgasrückführung ausgegangen wird. Die für die Stickoxidbildung erforderliche Temperatur im Brennraum wird folglich nicht mehr erreicht, die Stickoxidemissionen nehmen ab. Nachteilig hingegen sind die vermehrte Bildung von Kohlenmonoxid bei der Verbrennung und unverbrannte Kohlenwasserstoffe.

Das bei der motorischen Verbrennung erzeugte Abgas wird der Frischladung beigemischt. Dies kann auf verschiedenen Wegen erfolgen. Grundsätzlich wird zwischen externer und interner Abgasrückführung unterschieden.

### 2.3.1 Externe Abgasrückführung

Bei der externen Abgasrückführung wird ein Teil des verbrannten Gases dem Auspuffkrümmer entnommen und über eine Rohrleitung mit Regelventil zum Ansaugkrümmer zurückgeführt. Je nachdem, wo diese Verbindung ihre Entnahme- bzw. Einleitungsstelle hat, wird zwischen Hochdruck- und Niederdruck-Abgasrückführung unterschieden. Vielfach wird dabei die Temperatur des zurückgeführten Abgases mittels eines Kühlers gemindert. Eine externe Abgasrückführung ist nur für den Fall einer negativen Druckdifferenz zwischen Einleitungs- und Entnahmestelle während des Ladungswechsels realisierbar (Differenz aus Druck nach Verdichter  $p_2$  und Druck vor Turbine  $p_3 < 0$  bzw. Differenz aus Druck vor Verdichter  $p_1$  und Druck nach Turbine  $p_4 < 0$ ). Bei abgasturboaufgeladenen Motoren kann der Abgasgegendruck ( $p_3$ ) über die Stellung der variablen Turbinengeometrie, die Wastegate-Stellung oder wie im Versuch am Einzylinderaggregat durch eine Abgasgegendruckklappe variiert werden. Der Ladedruck ( $p_2$ ) wird durch die Verdichterdrehzahl und die Verdichterumluftklappenstellung bzw. die Drosselklappenstellung eingestellt. Die externe AGR-Rate wird messtechnisch (vereinfacht) durch das Verhältnis des Kohlendioxidgehalts zwischen Ansaug- und Abgasstrecke ermittelt.

$$AGR - Rate_{extern} [\%] = \psi_{AGR} = \frac{\psi_{CO_2 \text{ Saugrohr}}}{\psi_{CO_2 \text{ Abgas}}} * 100 \quad (2.7)$$

Dieser Volumenanteil der externen Abgasrückführung entspricht in etwa auch dem Massenanteil der externen Abgasrückführung (siehe Anhang A.1). Begrenzt wird die AGR-Rate durch die Verträglichkeit für zurückgeführtes Abgas. Die äußere Abgasrückführung stellt die einfachste und kostengünstigste Lösung dar. Sie hat den Nachteil, dass das Abgas aufgrund der vorhandenen Leitungslängen stark abkühlt. Ungünstig sind zudem die Streckentotzeiten aufgrund ihrer Volumina, die eine zügige Änderung der Restgasmenge ausschließen (transiente Vorgänge, Betriebsartenwechsel, siehe 2.3.2). Mit äußerer Abgasrückführung sind demzufolge weder eine zyklusgenaue Bemessung der AGR-Rate noch eine genaue Kontrolle der tatsächlichen AGR-Menge möglich. Daher kann praktisch die maximal verträgliche AGR-Rate nicht genutzt werden. Sowohl der Schicht- als auch der HOS-Betrieb werden zur  $NO_x$ -Absenkung mit externer Abgasrückführung betrieben. Die externe Abgasrückführung allein ist aber zur  $NO_x$ -Absenkung nicht ausreichend, weshalb zusätzlich spezielle Abgasnachbehandlungssysteme eingesetzt werden.

### 2.3.2 Interne Abgasrückführung

Als interne Abgasrückführung bezeichnet man den Restgasanteil der Zylinderfüllung, der im Zylinder verbleibt und nicht während der Öffnungszeit des Auslassventils (dauerhaft) ausgeschoben wird. Die Ermittlung des Restgasgehalts bei der internen AGR erfolgt über eine Ladungswechselrechnung. Der Restgasgehalt lässt sich allgemein ausdrücken durch:

$$Restgasgehalt_{intern} [\%] = \frac{m_{Restgas}}{m_{Restgas} + m_{Luft} + m_{Kraftstoff}} * 100 \quad (2.8)$$



Durch die Überschneidung der Öffnungszeiten von Ein- und Auslassventilen ist sie bei allen Viertaktmotoren systembedingt vorhanden. Aufgrund des vorherrschenden Druckgefälles wird das Abgas beim Ansaugen über das noch offene Auslassventil aus dem Abgaskrümmer wieder in den Brennraum zurückgesaugt. Der größte Einfluss auf die Höhe des internen Restgases lässt sich über Nutzung von Variabilitäten im Ventiltrieb nehmen. Abbildung 2.9 zeigt die verschiedenen Arten der Abgasrückführung. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird das Rücksaugen von Restgas aus dem Einlass- bzw. Auslasskanal der inneren AGR zugeordnet, da keine zusätzlichen Abgasstrecken, sondern nur die Ladungswechselorgane des Motors selbst genutzt werden. Bei der inneren AGR via Einlassrücksaugen wird das Abgas zunächst in den Einlasskanal geschoben und anschließend mit der Frischladung wieder angesaugt. Eine innere AGR über den Auslass kann über das Öffnen des Einlassventils während des Auslassvorgangs erreicht werden. Durch das Zurückschieben des Abgases in den Einlass ist mit seiner Abkühlung und einer Aufheizung der Frischluft zu rechnen. Dadurch ergibt sich ein Temperaturanstieg der Frischladung mit dem Nachteil der Absenkung des effektiven Liefergrads. Eine innere AGR über den

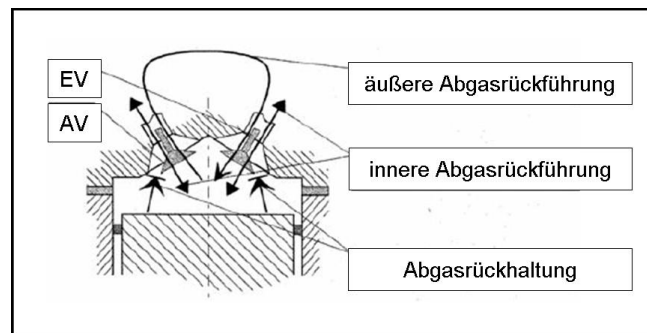


Abbildung 2.9: Restgasstrategien

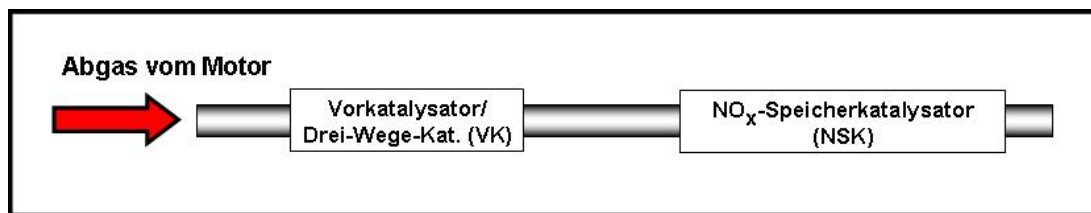
Auslass hingegen erfordert, zumindest für sehr hohe Restgasgehalte im entdrosselten Betrieb, ein (zweites) Öffnen des Auslassventils während des Ansaugvorgangs. Die innere AGR über das Auslassrücksaugen bietet die Vorteile einer besseren Regelbarkeit und gegenüber dem Einlasskanalrücksaugen einer geringeren Abkühlung sowie niedrigerer Liefergradverluste. Vorstellbar ist auch eine Kombination von Einlass- und Auslassrücksaugen durch extreme Ventilüberschneidung.

Eine weitere Variante stellt die innere Abgasrückführung als so genannte Abgasrückhaltung dar. Hierbei wird durch eine Verkürzung der Öffnungsdauer und Frühverstellung des Öffnungszeitpunkts der Auslassventile die ausgesobene Abgasmenge verringert, das Abgas verbleibt nach Abschluss des Ladungswechsels im Zylinder. Durch diese Variante lassen sich mit der gleichen Restgasmenge die höchsten Zylinderinnentemperaturen zum Kompressionsbeginn erzielen. Ebenso verringern sich die Strömungsverluste, da das Abgas nicht mehrfach die Ventile passieren muss. In der Regel wird bei Anwendung dieser Strategie, z. B. bei Raumzündverbrennung, für die Einlassventile eine zu den Auslassventilen symmetrische Steuerzeit gewählt [33; 39; 62; 71]. Nachteile dieser Strategie sind die Verluste durch die Abgaszwischenkompression sowie die verringerte Ladungsbewegung bei Verbrennungseinleitung.

Diese Möglichkeit der Zumessung von größeren Restgasmengen wird für strahlgeführte Brennverfahren, insbesondere Schichtladebrennverfahren, bisher nicht genutzt.

## 2.4 Abgasnachbehandlung

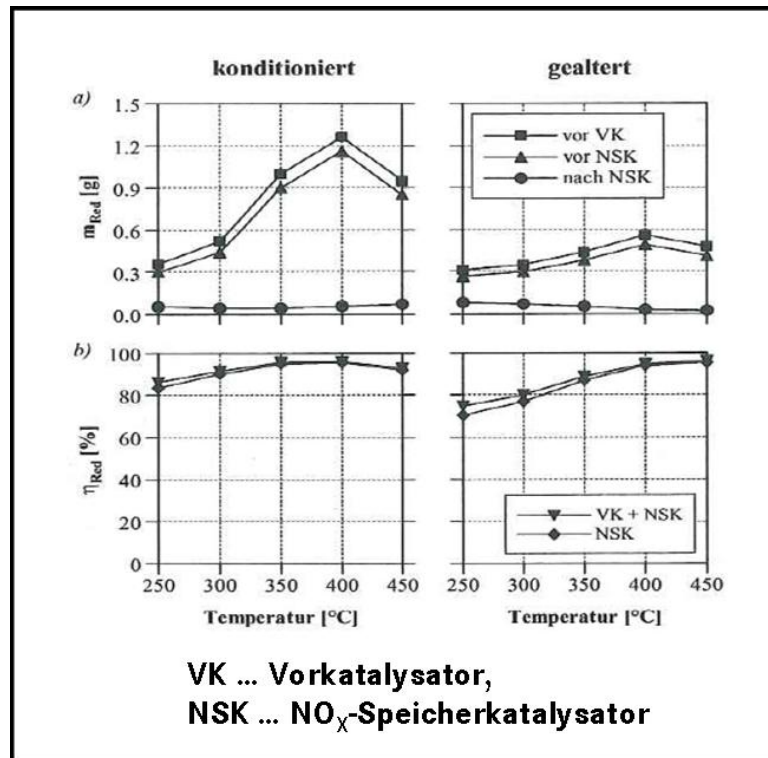
Wie weit der Magerbetrieb im Kennfeld ausgedehnt werden kann, hängt von den lastpunktabhängigen Abgastemperaturen, den HC- und  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen sowie von den Eigenschaften der eingesetzten Katalysatoren ab. In letzterem Fall sind die Light-Off-Temperatur und das Konvertierungs- bzw. Speichervermögen der Katalysatoren maßgebend. Abbildung 2.10 zeigt schematisch die Abgasnachbehandlungsanlage für ottomotorischen Magerbetrieb, bestehend im Wesentlichen aus einem motornahen Drei-Wege-Katalysator und einem motorfernen  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysator.



**Abbildung 2.10:** Aufbau Abgasnachbehandlungsanlage für ottomotorischen Magerbetrieb – schematisch

Im Schichtladebetrieb ergibt sich bekanntermaßen eine deutliche Absenkung der Abgastemperatur. Daher ist neben dem für konventionelle  $\lambda$ -1-Anwendungen wichtigen Anspringverhalten des motornahen Drei-Wege-Katalysators während kalter Bedingungen auch die Kohlenwasserstoffkonvertierungsleistung im Temperaturbereich  $T < 300\text{ °C}$  unter sehr mageren Bedingungen entscheidend. Ein Ausdehnen des Schichtladebetriebs zu niedrigen Abgastemperaturen hin wird somit seitens der HC-Emissionen auch durch die Aktivität aufgrund der Temperatur bzw. des Alterungszustands des Drei-Wege-Katalysators limitiert. Neben der HC-Aktivität des Drei-Wege-Katalysators trägt auch der  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysator zur HC-Konvertierung bei. Systembedingt springt der  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysator, der im Unterboden angeordnet ist, später an. Die entscheidende Funktion liegt in der Speicherung und Reduktion der Stickoxide. Mit zunehmendem Beladungsgrad ist der  $\text{NO}_x$ -Speicher nicht mehr in der Lage, sämtliche Stickoxide einzuspeichern. Geregelt durch einen  $\text{NO}_x$ -Sensor wird der  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysator zyklisch durch kurze Fettphasen regeneriert, wobei die Stickoxide zu Stickstoff reduziert werden. Aufgrund der zur Regeneration notwendigen Fettphasen steigt der Kraftstoffverbrauch im Vergleich zu einem konstant mager betriebenen Motor an. Das Leistungsvermögen des  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysators ist ebenso bei Temperaturen  $T < 300\text{ °C}$  begrenzt bzw. bei  $T < 250\text{ °C}$  sogar stark begrenzt.

Verschlechtert wird das Temperaturverhalten zusätzlich durch Alterung des NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysators (Abbildung 2.11) – also der verminderten Umsetzungs- bzw. Einspeicherfähigkeit der Katalysatoren.



**Abbildung 2.11:** Einfluss der Abgastemperatur auf den Reduktionsmittelnutzungsgrad eines NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysators [91]

Ziel muss es daher sein, die NO<sub>x</sub>-Rohemissionen weiter zu senken, um die Regenerationshäufigkeit herabzusetzen und damit in diesen Lastpunkten den Kraftstoffverbrauch weiter abzusenken. Weiterhin sollten im Bereich unterer Teillast wirkungsgradneutral gesteigerte Abgastemperaturen sowie niedrige HC-Emissionen erreicht bzw. das Ansprechen der Katalysatoren beschleunigt sowie eine ausreichend hohe NO<sub>x</sub>-Einspeicherung ermöglicht werden, um den Motor möglichst lange und in weiten Kennfeldbereichen im Schichtladebetrieb betreiben zu können.



### 3 Weiterentwicklung strahlgeführter Brennverfahren – Aufgaben und Zielstellung

Ausgehend vom heutigen Stand der Technik für strahlgeführte Brennverfahren mit ottomotorischer Schichtladung bzw. in Form des Homogen-Schicht-Betriebs (Einspritzdruck 200 bar, externe Abgasrückführung) lassen sich sehr günstige Kraftstoffverbrauchsergebnisse erzielen. Handlungsbedarf besteht insbesondere hinsichtlich der Rohemissionen (Ruß bzw. Partikelemissionen, NO<sub>x</sub>- und HC-Emissionen), um das CO<sub>2</sub>-Potential im Bereich heutiger Kraftstoffverbrauchs- und Emissionszyklen sowie darüber hinaus (EURO 6+, WLTP) nachhaltig sicherzustellen. Die Kraftstoffverbrauchszyklen können dabei nur ein Maßstab sein, den es zu berücksichtigen gilt. In erster Linie sind der reale Kraftstoffverbrauch, die realen Emissionen und somit das tatsächliche Betriebsverhalten und dessen Einfluss auf die Umwelt von Bedeutung. Möglichkeiten von Verfahrensverbesserungen aufzuzeigen, um den Einfluss auf die Umwelt so gering wie möglich zu halten, muss Ziel der wissenschaftlichen Arbeit sein.

Der anhaltende Trend zum Downsizing, vor allem die mögliche Kombination des Downsizings mit Magerkonzepten und der zukünftige Einsatz von aufgeladenen Motoren mit kleinen Hubräumen in großen, schweren Fahrzeugen, z. B. der Luxusklasse, lassen zudem eine vermehrte Nutzung des Betriebsbereichs der mittleren Lasten schon in heutigen Kraftstoffverbrauchszyklen erwarten. Aufgrund der nachgewiesenen Kraftstoffverbrauchsvorteile ist der Motor auch in diesen Lastbereichen mager zu betreiben. Ziel dieser Arbeit soll es daher sein, Maßnahmen bzw. Technologiebausteine zu identifizieren, durch deren Einsatz, Kombination bzw. Ausprägungsform eine signifikante Verminderung des Emissionsniveaus erreicht werden kann. Dazu muss das verbesserte Brennverfahren im Gesamtkonzept aus Brennverfahren und Abgasnachbehandlung betrachtet werden.

#### **Identifikation geeigneter Technologiebausteine zur Emissionsreduzierung beim Ottomotor mit strahlgeführtem Brennverfahren**

Wie eingangs beschrieben, war und ist die Entwicklung von Ottomotoren stark diversifiziert. Welche Entwicklungsrichtungen bzw. welcher Einsatz von Technologiebausteinen speziell in Kombination mit strahlgeführten Brennverfahren Verbesserungen erwarten lässt, ist in den nachfolgenden Kapiteln ausgeführt. Technologiekombinationen, die noch vor einiger Zeit, z. B. aus Kostengründen, nicht in Betracht gezogen wurden, rücken dabei aufgrund gestiegener Anforderungen in den Blickpunkt.

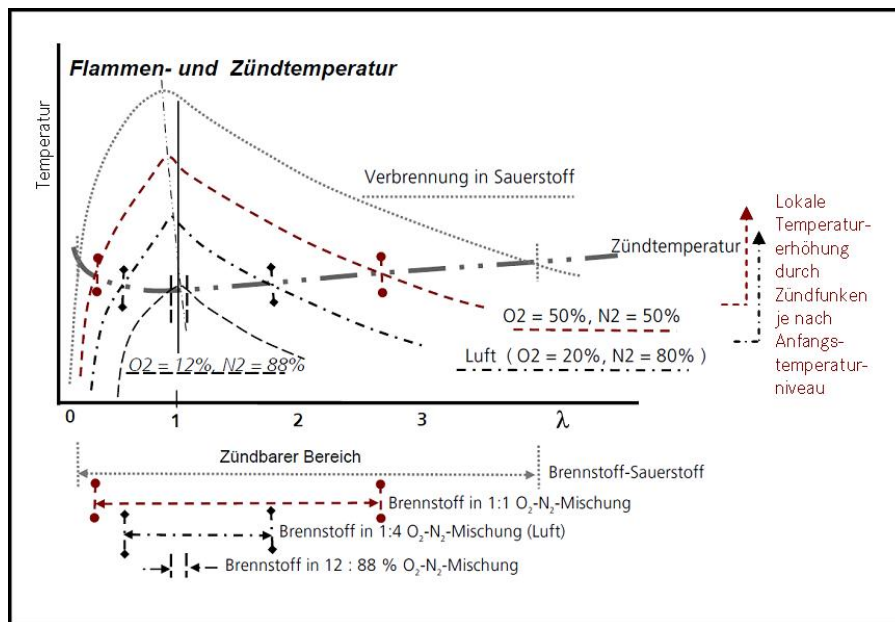
Exemplarisch sind nachfolgend einige Themenfelder genannt, die betrachtet werden müssen:

- Variabilitäten des Ventiltriebs
- Einspritzdruck und Einspritzstrategie
- Ladungsbewegung/Zylinderinnenströmung
- Aufladeeffekte
- Zündsysteme

### 3.1 Nutzung von Variabilitäten im Ventiltrieb in Kombination mit strahlgeführtem Brennverfahren

Beim Ottomotor mit Benzindirektspritzung und strahlgeführtem Brennverfahren konnte einer der Nachteile des Ottomotors, nämlich die Drosselregelung für den Bereich der Teillast, durch die Schichtladung teilweise beseitigt werden. Durch Abgasrückführung ist es möglich, die Stickoxidemissionen auch im Schichtbetrieb deutlich abzusenken. Aufgrund niedriger Zylinderdtemperaturen und herabgesetzter Brenngeschwindigkeit ergibt sich jedoch ein ungünstigerer Brennverlauf, der die Höhe der möglichen Rückführraten und damit das Potential zur Minimierung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen begrenzt.

Abbildung 3.1 zeigt die Flammen- und die Zündtemperatur in Abhängigkeit vom Sauerstoffanteil und dem Luft-Brennstoffverhältnis sowie den zündfähigen Mischungsbereich (Prinzipdarstellung).



**Abbildung 3.1:** Flammen- und Zündtemperatur eines Brennstoff-Sauerstoff-Gemischs in Abhängigkeit vom Mischungsverhältnis mit Inertgas [20]

Die Zündtemperatur ist die niedrigste Temperatur, bei der sich Radikale bilden, die die Startreaktion der Verbrennung ermöglichen. Die Zündtemperatur ist luftzahlabhängig. Der niedrigste Wert ergibt sich in der Regel bei schwachem Luftmangel. Die Flammentemperatur ist die Temperatur, die die Verbrennung lokal ohne Energieabfluss erreicht. Um die Reaktion aufrecht zu erhalten, muss die Flammentemperatur größer sein als die Zündtemperatur, da stets Energieverluste auftreten. Ist die Flammentemperatur nur wenig größer als die Zündtemperatur, wird der Flammenfortschritt erschwert; es kommt zum Flammenlöschen. Ein hoher Inertgasgehalt (Restgas) senkt die Flammentemperatur

Durch geeignete technische Maßnahmen soll daher erreicht werden, dass die Temperatur der Zylinderfüllung bei Einleitung der Zündung näher an der Zündtemperatur liegt bzw. mehr Wärmeenergie zur Kraftstoffverdampfung zur Verfügung steht. Demzufolge muss durch die

Zündanlage weniger Energie bereitgestellt werden bzw. ist die zur Verfügung stehende Energie auch bei schlechteren Bedingungen eher ausreichend, um das Gemisch zu entflammen. Der zündbare Bereich wird aufgeweitet.

Für einen wirkungsgradoptimalen Betrieb muss zudem der Zündzeitpunkt (ZZP) bei Ladungsverdünnung – insbesondere beim Magerbetrieb – nach früh verlegt werden, um die Lage des optimalen Verbrennungsschwerpunktes beizubehalten. Sehr frühe Zündwinkel sind aufgrund geringerer Gemischdichte und niedrigerer Arbeitsgastemperatur zur Verbrennungseinleitung ungünstig (geringere Reaktionsgeschwindigkeit aufgrund geringeren Drucks, niedrigere Flammengeschwindigkeit aufgrund niedrigerer Temperatur), so dass die Stabilität des Entflammungsvorgangs abnimmt. Eine Verbesserung diesbezüglich ist durch die erhöhte Frischladungstemperatur zu erwarten. Die erhöhte Wärmeenergie der Frischladung steht auch für die anschließende Verbrennung zur Verfügung. Das höhere Temperaturniveau begünstigt die Diffusion und damit den Flammenfortschritt; das Flammenlöschen, z. B. in der Ausbrandphase, kann reduziert werden [31]. Da sich ein sehr großer Anteil an Wärmeenergie beim Verbrennungsmotor im Abgas befindet, liegt es nahe, diese Abgaswärme zu verwenden.

Kernaspekt dieser Arbeit ist nun, die Abgaswärme über innere AGR in Kombination mit strahlgeführten Brennverfahren über Variabilitäten im Ventiltrieb in Form geeigneter Ausprägungen nutzbar zu machen. Betrachtet wird, ob damit auch im entdrosselten Betrieb die Restgasverträglichkeit gesteigert werden kann und wie sich eine erhöhte Temperatur der Gasmasse im Zylinder auf die Entflammung, den Brennverlauf, den Kraftstoffverbrauch sowie die Rohemissionen des Motors auswirken kann. Untersuchungsgegenstand sollen Brennverfahren mit klassischer, ottomotorischer Fremdzündung sein. Fremdzündung heißt dabei, dass ein Gemisch, das an sich nicht von selbst zünden würde, durch eine Zündquelle lokal zum Zünden gebracht wird. Dabei findet innerhalb des Zündvolumens der Zündquelle eine Selbstzündung (jedoch bei entsprechend erhöhter Temperatur) und anschließend eine instationäre Flammenfortpflanzung in das unverbrannte Gas statt [31]. Durch die höhere Frischladungstemperatur ist infolge größerer Verbrennungstemperaturen mit höheren Stickoxidemissionen zu rechnen. Erwartungsgemäß sollte dieser Nachteil aber durch eine gesteigerte Restgasverträglichkeit überkompensiert werden.

Gerade im Bereich kleiner Lasten verspricht eine innere AGR erhöhte Abgastemperaturen, die sich aufgrund der in Kapitel 2.4 beschriebenen Zusammenhänge positiv auf das Konvertierungsverhalten der einzusetzenden Katalysatoren auswirken müssten.

Für hohe Rohemissionen sind insbesondere transiente Betriebszustände bzw. der Betriebsartenwechsel verantwortlich. Durch Nutzung von Variabilitäten im Ventiltrieb zur internen Bereitstellung von Restgas können Totzeiten einer externen Abgasrückführung vermieden werden. Ließe sich zumindest ein Teil des extern zurückgeführten Restgases auf ein Niveau absenken, welches von jeder Betriebsart getragen wird, würde sich dies günstig auf das Transientverhalten des Motors, z. B. bei Betriebsartenwechsel infolge von Beschleunigungsvorgängen oder bei der Katalysatorregeneration, auswirken. Motordrehmoment stünde schneller und emissionsneutral zur Verfügung. Neben der Realisierung einer höheren Gesamtrestgasverträglichkeit zur Reduzierung der Stickoxidemissionen steht auch der Schwarzrauch (FSN) im Fokus der Untersuchungen – gerade bei kurzen Gemischbildungszeiten, wie sie im Schichtbetrieb auftreten. Positive Effekte bezüglich innerer Abgasrückführung konnten dazu auch im Dieselmotor unter Nutzung von Variabilitäten im Ventiltrieb nachgewiesen werden. De Ojeda [16] weist in seinen Untersuchungen deutliche Rußrohmissionsvorteile bei der Strategie „Frühes-Einlass-Schließt“ (FES) im Dieselmotor mit Direkteinspritzung nach, dessen Rußproblematik sich auch aus kurzen Gemischbildungszeiten bzw. unvollständiger Rußumsetzung ergibt. Wegen des durch FES sehr hohen inneren Restgasanteils (sowie des abgesenkten Zylinderdrucks und der Zylindertemperatur) ergeben sich größere Zündverzugszeiten. Der Kraftstoff kann in dieser Zeit besser aufbereitet werden; fette Zonen werden vermieden. Der Anteil der Diffusionsverbrennung sinkt, der der vorgemischten Verbrennung nimmt zu und mit ihr der Anteil an gebildetem Ruß ab. Nachteile für die Stickoxidemissionen ergeben sich nicht. Negativ kann sich der hohe Restgasanteil auf die Rußumsetzung auswirken – ein Zielkonflikt, der durch Nutzung innerer AGR zum Teil überwunden werden kann. Aufgrund der Nutzung der inneren AGR können an dem betrachteten Dieselmotor der Abgasgegendruck, welcher zur Bereitstellung des notwendigen Druckgefälles zwischen Abgas- und Frischladungsseite und damit eines ausreichenden Abgasmassenstroms benötigt wird, reduziert werden und damit positiv auf den Kraftstoffverbrauch Einfluss genommen werden. Ähnliche Effekte weisen Millo et al. für die Strategie innere AGR durch Abgasrücksaugen an einem kleinen Dieselmotor nach [58].

Mögliche Vorteile der inneren Abgasrückführung über variable Ventilsteuerungen bei Ottomotoren können in folgenden Potentialaussagen zusammengefasst werden:

- zwischen Auslass- und Einlasskanal sind keine Bauteile für den Transport und die Zumessung des zurückzuführenden Abgases notwendig, Verschmutzungen dieser durch abgekühltes Abgas werden vermieden
- bei (Phasen-)Verstellung der Nockenwelle(n) erfolgt eine Gleichbehandlung und damit eine Gleichverteilung der Abgasmenge auf die einzelnen Brennräume
- schnellere und exaktere Zumessung der Abgasmenge im transienten Betrieb/Wechsel der Betriebsmodi, dadurch vermutlich bessere Applizierbarkeit der Übergänge zwischen verschiedenen Betriebsmodi
- Unterstützung der Gemischbildung und Entflammung infolge der höheren Temperaturen
- Erhöhung der Abgastemperatur durch Substitution von kalter Frischluft bzw. kaltem Restgas durch heißes Restgas

Für die versuchsseitige Betrachtung verschiedener Betriebs- und Restgasstrategien in Kombination mit dem strahlgeführten Brennverfahren kommen neben der 1-D- bzw. 3-D-Simulation zur Untersuchung der Ladungswechselforgänge konventionelle Einzylinderaggregate sowie ein Einzylinderaggregat mit vollvariablem Ventiltrieb für Verbrennungsuntersuchungen zum Einsatz (Kapitel 4.2).



## Heterogen-mageres Verbrennungskonzept mit innerer AGR

Aus den beschriebenen Zusammenhängen erfolgt eine Einordnung des möglichen Verbrennungskonzepts hinsichtlich Frischladungstemperatur und Restgasgehalt (Prinzipdarstellung in Abbildung 3.2). Mit zunehmender Verdünnung (hier: Restgas) sinkt bei gleich bleibender Tempera-

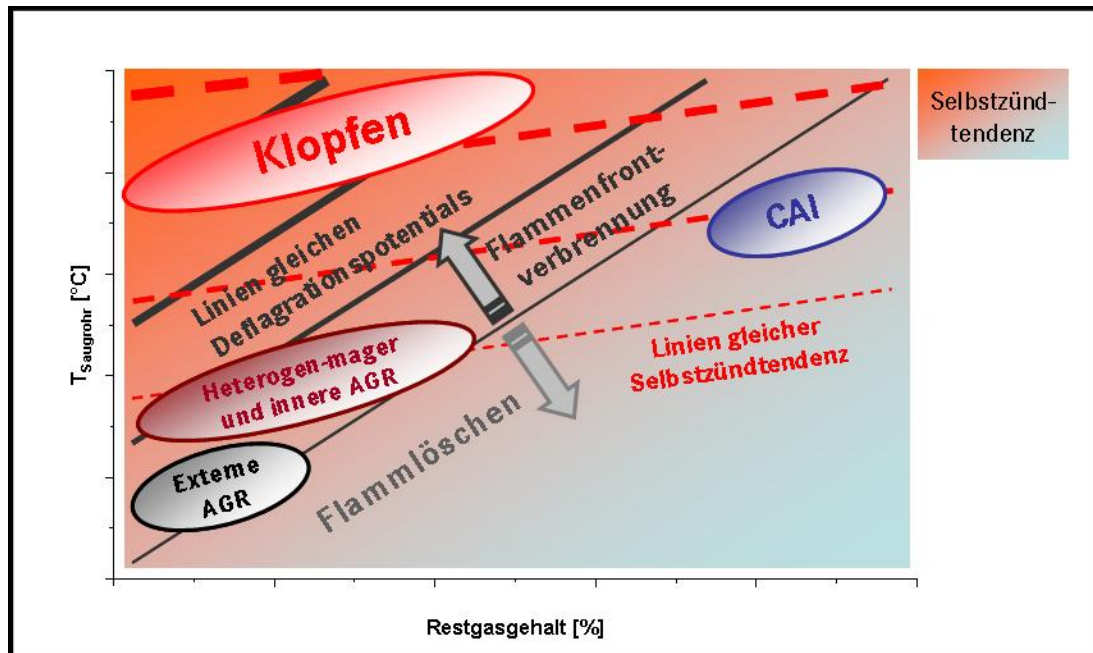


Abbildung 3.2: Verbrennungskonzept – Frischladungstemperatur vs. Restgasgehalt

tur die Tendenz zur Selbstzündung schwächer als das Deflagrationsspotential<sup>1</sup>. Mit zunehmender Temperatur hingegen steigt bei gleich bleibendem Restgasgehalt die Selbstzündtendenz stärker als das Deflagrationsspotential. Damit ergibt sich ein Bereich bei niedrigen AGR-Raten und niedrigen Temperaturen, in dem keine Selbstzündung stattfinden kann (externe AGR).

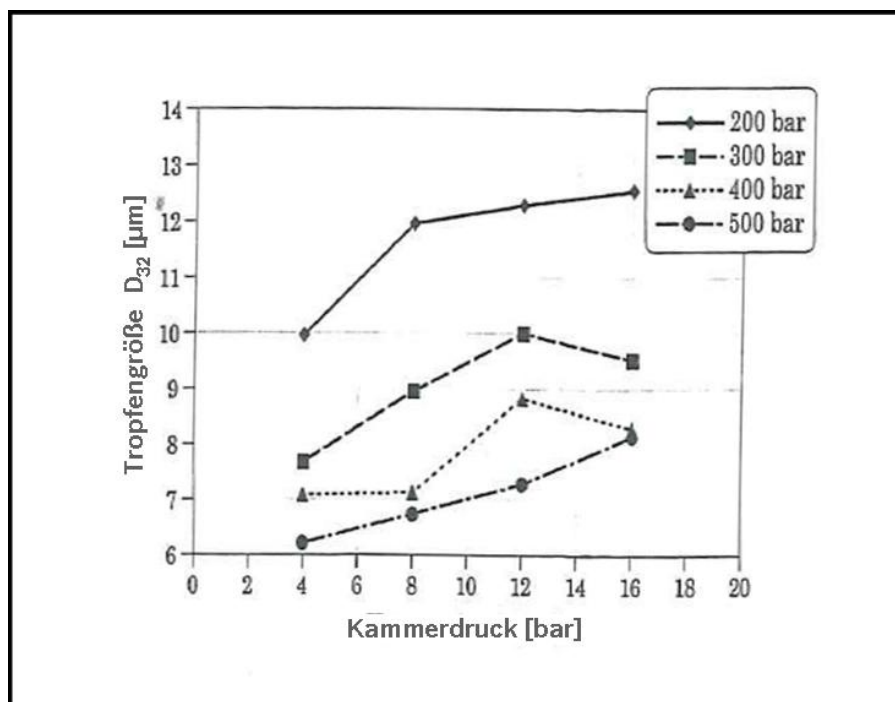
Die Verbrennung (Beginn der Deflagration) wird wie beschrieben durch die Energieeinleitung mittels Zündfunken ausgelöst, durch die das Gemisch lokal auf Zündtemperatur erhitzt wird. Mit größer werdendem Restgasanteil steigt die notwendige Zündtemperatur. Bei begrenzter Energie des Zündfunken kann bei niedriger Temperatur und hoher Verdünnung entweder keine Verbrennung eingeleitet werden oder es kommt zum Verlöschen der Flamme bzw. zumindest zu stärkeren Zyklenschwankungen vor allem in der Ausbrandphase. Wird mit heißem Restgas jedoch das Temperaturniveau erhöht, muss über den Zündfunken nur noch ein kleiner Energiebetrag zum Erreichen der Zündtemperatur eingebracht werden, das Gemisch kann entflammt werden. Im Anschluss kann die Verbrennung - insbesondere der Ausbrand - trotz Verdünnung erfolgen. Es ergibt sich ein Bereich erweiterter Restgasverträglichkeit oberhalb externer (kalter) AGR. Dieser soll mit einem heterogen-mageren Verbrennungskonzept und innerer (heißer) AGR erschlossen werden.

Kritisch ist der gleichzeitig abnehmende Abstand zur Klopfgrenze (unkontrollierte Selbstzündung), die jedoch nicht überschritten werden darf. Bei steigenden Temperaturen und zunehmenden Restgasgehalten ist weiterhin ein Übergang in Bereiche (teil-)homogener kontrollierter Selbstzündung (CAI) denkbar. Ein Betrieb in dieser Betriebsart soll aufgrund der in Kapitel 2.1 beschriebenen Anforderungen zunächst nicht erfolgen.

<sup>1</sup>Deflagration - Verbrennungsvorgang, bei dem der Explosionsdruck nur durch die entstehenden und sich ausdehnenden Gase, also allein durch die in der Reaktionszone freiwerdende Wärme, hervorgerufen wird

### 3.2 Nutzung von Effekten der Erhöhung des Einspritzdrucks

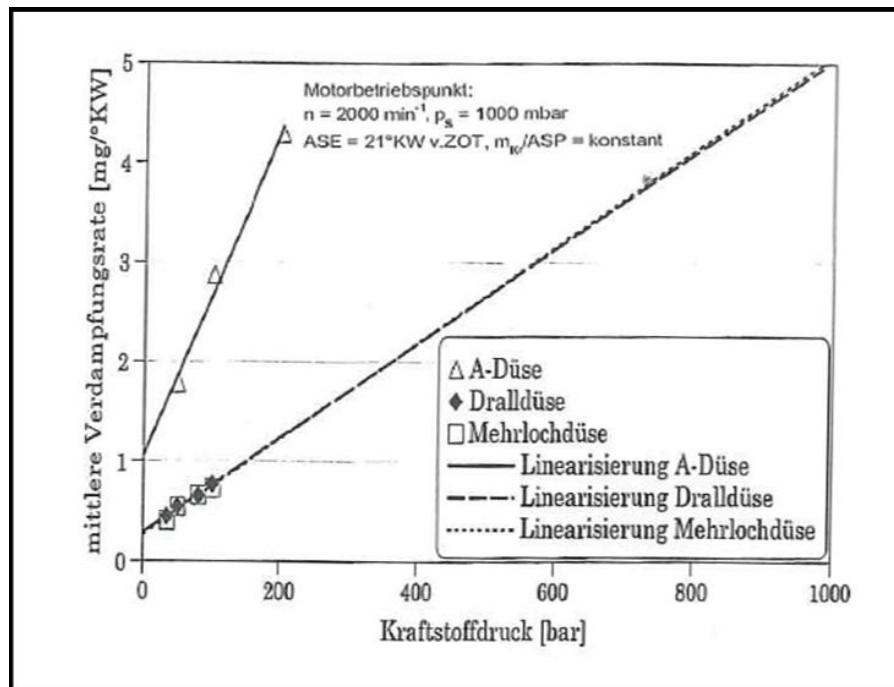
Für den Schichtbetrieb konnten Nauwerck [60] und Kneifel [44] in Versuchen anhand von Dieselinjektoren mit Mehrlochventil nachweisen, dass allein durch Steigerung des Einspritzdrucks Verbesserungen hinsichtlich Rußbildung und optimaler Schwerpunktlage möglich sind. Die Ausführungen haben jedoch gezeigt, dass bei Veränderung der Randbedingungen, z. B. Erhöhung des Einspritzdrucks, eine erneute detaillierte und ausführliche Betrachtung, Anpassung und Optimierung des Brennverfahrens erfolgen muss. Gegenüber den jetzigen Serienstandards beim Einspritzdruck (200 bar) wurden zufriedenstellende Ergebnisse mit Mehrlochventil erst oberhalb von 500 bar erreicht, ohne den Anforderungen an die Robustheit (insbesondere der Laufruhe über alle für den Magerbetrieb relevanten Last- und Drehzahlbereiche) vollständig gerecht werden zu können [12; 13]. Die Energieaufwendung zur Druckbereitstellung dieses mehr als doppelt so großen Systemdrucks sowie die erhöhten Anforderungen bezüglich der Betriebsfestigkeit und -sicherheit der Komponenten dürfen die erzielten Vorteile seitens der Verbrennungscharakteristik nicht überwiegen. Abbildung 3.3 zeigt den Einfluss des Einspritzdrucks auf die Tröpfchengröße. Daraus ist ersichtlich, dass durch eine Steigerung von den heute üblichen 200 bar auf 300 bar relativ die größte Verringerung der Tropfengröße und damit vermutlich eine signifikante Verbesserung des Verdampfungsverhaltens erzielt werden kann. Dieser in Kammeruntersuchungen beobachtete Effekt ist auf die Realität, also den Motor, nur bedingt übertragbar. Es sind, zumindest beim Einsatz von Mehrlochventilen, deutlich höhere Einspritzdrücke erforderlich, um die notwendigen Zerstäubungs- und Verdampfungsraten zu erzielen.



**Abbildung 3.3:** Einfluss des Einspritzdrucks und des Gegendrucks auf die Tröpfchengröße [44; 61]

Für die Einbringung des Kraftstoffs in den Brennraum können unterschiedliche Düsenbauformen verwendet werden. In Kapitel 2.2.1 sind ausführlich die Charakteristika des strahlgeführten

Brennverfahrens mit nach außen öffnender A-Düse beschrieben. In den meisten Entwicklungen kommen für strahlgeführte Brennverfahren bislang ausschließlich technisch aufwendige und teure piezoaktivierte A-Düsen zum Einsatz. Der Vorteil dieser Düsenbauform gegenüber anderen besteht in dem deutlich besseren Zerstäubungsprozess. Die kann zu einer besseren Verdampfungsrates und damit einer besseren Gemischbildung bei gleichem Einspritzdruck und einer hohen Strahlstabilität (Abbildung 3.4) gegenüber Mehrlochdüsen führen [44; 68].

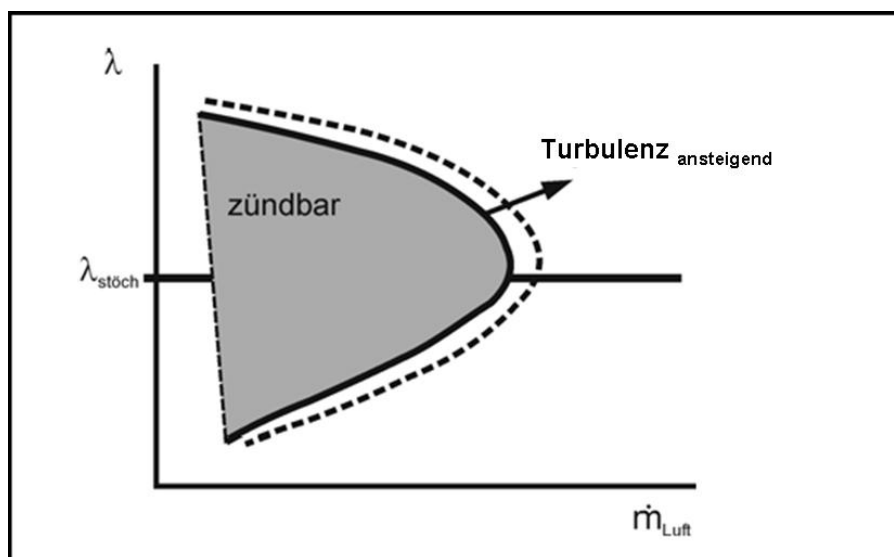


**Abbildung 3.4:** Extrapolation der Verdampfungsrates in Abhängigkeit vom Einspritzdruck für verschiedene Düsenbauformen [84]

Drallventile sind durch deren Abhängigkeit des Spraywinkels vom Gegendruck nicht für den Einsatz bei strahlgeführten Brennverfahren geeignet [1; 27; 60]. Um mit kostengünstigeren Mehrlochventilen gleichwertige Verdampfungsrates zu erhalten, ist eine deutliche Steigerung des Einspritzdrucks notwendig [44; 60]. Ein ausreichender Nachweis der Robustheit eines strahlgeführten Brennverfahrens mit Mehrlochventil bezüglich Sensibilität der Kraftstoffwolke z. B. auf Schwankungen der Brennraumströmung oder Größe des „Zündfensters“ (Bereich, in dem der Zündzeitpunkt bei festem Einspritzzeitpunkt variieren darf) ist bisher nur teilweise [44] bzw. nur bei für Ottomotoren sehr hohen Einspritzdrücken (800 - 1000 bar) an einzelnen Betriebspunkten erbracht [12; 13]. Mehrlochventile zeigen, zumindest bei geringem Einspritzdruck, außerdem eine erhöhte Neigung zur Bildung von Ablagerungen im Schichtbetrieb, die die Einspritzcharakteristik verändern und daher zwingend zu vermeiden sind [68].

Kraftstoffinjektoren mit Ringspaltdüse lassen Verbesserungen bezüglich Gemischbildung und Verbrennung aufgrund der an sich größeren Luftefassung des Strahls schon bei deutlich geringerer Steigerung des Kraftstoffdrucks erwarten. Aufgrund der wohl kurzfristig nicht zu überwindenden Nachteile anderer Düsenbauformen liegt das Augenmerk eines Teils dieser Arbeit in der Optimierung des Brennverfahrens hinsichtlich Schadstoffemissionen (moderate Einspritzdruck-erhöhung) in Kombination mit der bewährten, wenn auch aufwendigen Technologie der piezoaktivierte A-Düse. Erfolgt eine Extrapolation der Verdampfungsrates auch für die A-Düse, so ist

ersichtlich, dass sich diese vermutlich durch eine moderate Erhöhung des Einspritzdrucks weiter steigern lässt. Gegebenenfalls muss dann die Anpassung des Brennverfahrens an die neuen Randbedingungen erfolgen. Nach wie vor gestaltet sich die Verbrennung geschichteter strahlgeführter Verfahren nicht optimal; ihr Verbrennungsschwerpunkt ist zu früh [19; 42; 47]. Die Luft- bzw. Sauerstoffeffassung muss im Bereich des Zündzeitpunkts ausreichend hoch sein, um den Kraftstoff gut entflammen und vollständig verbrennen zu können. Wie beschrieben, erfolgt die Entzündung am Strahlrand (Randwirbel) gekoppelt an das Einspritzende. Die Einspritzung kann nicht beliebig spät erfolgen, da sie durch die Lufterfassung des Strahls begrenzt wird. Bei später Lage der Einspritzung nimmt die Lufterfassung wegen der geringeren Eindringtiefe des Kraftstoffstrahls durch den höheren Zylinderdruck ab. Wegen der zeitlichen Bindung der Zündung an die Einspritzung ergibt sich eine frühe Verbrennungsschwerpunktlage. Insgesamt ergibt sich so eine vom Einspritzsystem bedingte Grenze des spätest möglichen Einspritzbeginns [19; 42]. Eventuell kann durch Steigerung des Einspritzdrucks oder durch Veränderung der Strahlform (Strahlkegelwinkel) die Lufterfassung bei spätem Einspritzbeginn verbessert werden und dadurch eine thermodynamisch günstigere Schwerpunktlage erreicht werden. Diese Vermutung wurde schon zu einem relativ frühen Zeitpunkt der Entwicklung strahlgeführter Brennverfahren, z. B. von Krämer im Jahr 1998 [47] und von Ernst im Jahr 2001 [19] geäußert. Deren Betrachtung steht daher auch im Fokus dieser Arbeit. Einen wesentlichen Vorteil des erhöhten Kraftstoffdrucks kann der größere Impuls des Kraftstoffstrahls darstellen. Durch die lokal erhöhte induzierte Turbulenz steht Energie für die Gemischaufbereitung zur Verfügung und kann sich positiv auf die Entflammung auswirken (Abbildung 3.5).



**Abbildung 3.5:** Zündgrenzen eines Brennstoff-Luft-Gemischs unter atmosphärischen Bedingungen bei Umgebungstemperatur in Abhängigkeit des Massenstroms [38]

Eine losgelöste Betrachtung einzelner Technologiebausteine ist dabei nicht möglich. Bei Erhöhung des Einspritzdrucks wird zumindest eine teilweise Veränderung der Strahlcharakteristik vermutet, die auch ein Überdenken der Einspritzstrategie zur Folge haben kann. Als Konzept mit moderatem Downsizing müssen zudem Effekte und Nutzen der Aufladung bewertet und berücksichtigt werden. Ebenso werden Zündsysteme als elementarer Bestandteil des Ottomotors in Form leistungsfähigerer Bauformen – bei Anpassung der Betriebsführung – einen Anteil an

weiteren Verbesserungen haben. Weiterer Kernaspekt dieser Arbeit soll daher die Bewertung technologischer Maßnahmen neben den Variabilitäten des Ventiltriebs bezüglich ihres Effekts auf strahlgeführte Brennverfahren sein.



## 4 Versuchsträger, Messtechnik und Diagnostik

### 4.1 Einzylinderaggregate

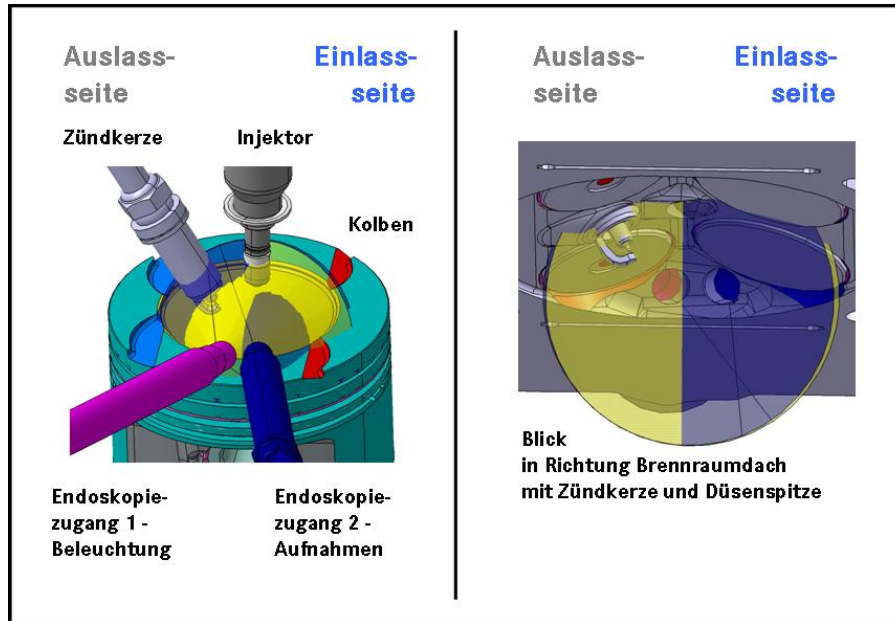
Grundlage der Einzylindermotoren bilden Vierzylinder-Ottomotoren mit Direkteinspritzung und zentraler Injektorlage von Mercedes-Benz mit verschiedenen Hubraumstufen von 400 bis 500 cm<sup>3</sup>/Zylinder. Tabelle 4.1 enthält die wichtigsten Kenngrößen der Einzylinderaggregate.

Arbeitsverfahren	4-Takt
Gemischbildung	Direkteinspritzung mit zentraler Injektorlage, strahlgeführt
Bohrung	83 mm
Hub	92 mm
Hubraum	500 cm <sup>3</sup> pro Zylinder
Verdichtungsverhältnis $\epsilon$	10,3 : 1
Brennraumform	dachförmig
Kraftstoffinjektoren	
Kraftstoffdüse	Ringspaltdüse
Aktuator	Piezo
max. Einspritzdruck	300 bar (Dauerbetrieb bis 200 bar)
Kraftstoff	Super ROZ 95
Zündkerze	1-Massen-Elektrode, Luftfunke
Ventiltrieb	4 Ventile, 2 obenliegende Nockenwellen
Einlassventile	
Ventilhub	10 mm
Sitzdurchmesser	30,5 mm
Öffnen (2 mm Hub)	25 °KW n.GOT
Schließen (2 mm Hub)	205 °KW n.GOT
Auslassventile	
Ventilhub	10 mm
Sitzdurchmesser	26 mm
Öffnen (2 mm Hub)	185 °KW v.GOT
Schließen (2 mm Hub)	15 °KW v.GOT

**Tabelle 4.1:** Kenndaten Einzylinderaggregate

Mit einer Verdichtung  $\epsilon = 9,8 : 1$  bis  $10,3 : 1$  ist der Vollmotor für Abgasturboaufladung und zumindest bei den größeren Hubraumvarianten auch für geschichtete Brennverfahren ausgelegt. Einzelne Zylinderköpfe der Einzylinderaggregate verfügen außerdem über optische Zugänge zur Brennraumendoskopie. Über einen Zugang erfolgt die Beleuchtung, über einen zweiten werden die eigentlichen Aufnahmen vorgenommen. Der Blickwinkel ist dabei so gewählt, dass eine direkte Beobachtung des Kraftstoffstrahls inklusive der Zündkerzenelektrode, des Kolbenbodens

sowie der Verbrennung im oberen Drittel des Brennraums möglich ist. Abbildung 4.1 zeigt die Sichtverhältnisse und die Beobachtungsrichtung der genutzten Endoskopiezugänge am Einzylinderaggregat.



**Abbildung 4.1:** Sichtverhältnisse der Brennraumendoskopiezugänge am Einzylinderaggregat

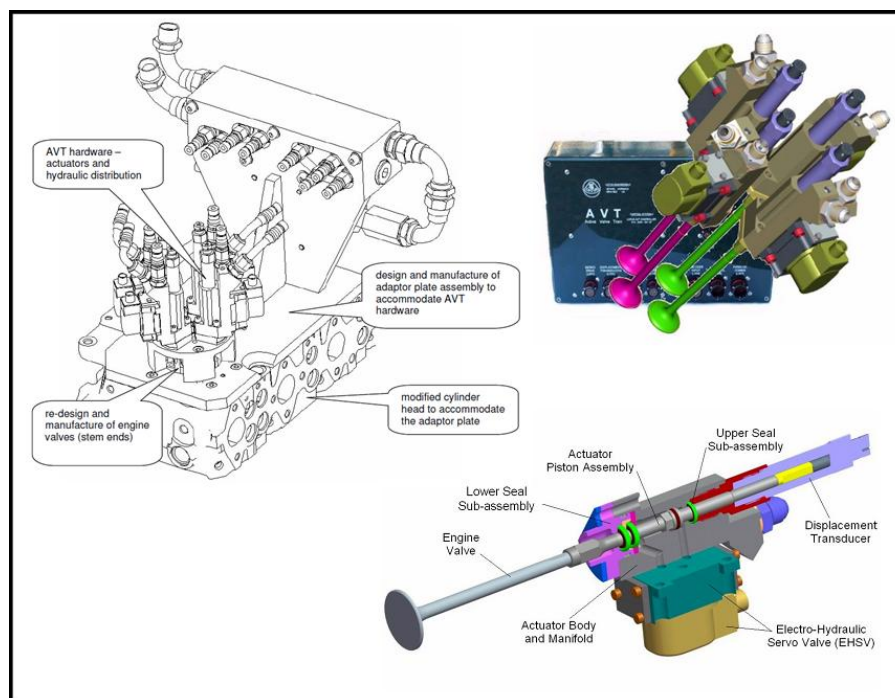
Die Aufnahmen und die anschließende Auswertung des Bildmaterials erfolgte mit Ausrüstung und Software aus der Produktgruppe „Visolutions“ der Firma AVL. Für spezielle Fragestellungen standen außerdem Transparentaggregate mit zentraler Injektorlage auf ähnlicher Basis zur Verfügung. Untersuchungen zur Strahlcharakteristik der verwendeten Kraftstoffinjektoren zu Fragestellungen den erhöhten Einspritzdruck betreffend erfolgten zusätzlich an einer beheizten Druckkammer (Karlsruher Institut für Technologie - KIT, Institut für Kolbenmaschinen - IFKM). Mit dieser Druckkammer können motorähnliche Randbedingungen (Druck, Temperatur) ohne Ladungsbewegung und im vorliegenden Fall ohne den Einfluss von Brennraumgeometrie erzeugt werden.



## 4.2 Vollvariabler Ventiltrieb – Lotus AVT

Für die versuchsseitige Betrachtung verschiedener Restgasstrategien wird ein Einzylinderaggregat mit vollvariablem Ventiltrieb für die Verbrennungsuntersuchungen eingesetzt. Die Brennraumkonfiguration basiert dabei auf dem in Kapitel 4.1 beschriebenen Aggregat bzw. dieser Motorenfamilie. Bei dem vollvariablen Ventiltrieb handelt es sich um ein elektrohydraulisches System der Firma Lotus, welches es erlaubt, Ventilhubkurven individuell zu steuern. Das System ist als reines Forschungs- und Entwicklungstool konzipiert, mit dem Hub- und Steuerzeiten der Ventile generiert werden können, ohne dass herkömmliche Ventilbeschleunigungen und Geschwindigkeitscharakteristika verloren gehen.

Am Einzylinderaggregat werden dazu die Nockenwellen durch hydraulische Aktuatoren und elektrohydraulische Servoventile ersetzt. Für jedes Ventil ist ein zweifach wirkender Steller auf dem Zylinderkopf fixiert. Der Hydraulikkolben des Stellers ist wiederum koaxial mit dem Motorventil verbunden. An die Oberseite des Hydraulikkolbens ist ein Wegaufnehmer direkt gekoppelt und ermöglicht so eine exakte Positionsüberwachung des Motorventils. Servoventile steuern den Volumenstrom des Hydrauliköls zur Ober- bzw. Unterseite des jeweiligen Stellerkolbens zur Einstellung des Motorventilhubes bzw. der Motorventilhubgeschwindigkeit individuell zu jedem Kurbelwinkel des Einzylinderaggregats.



**Abbildung 4.2:** Vollvariabler Ventiltrieb Lotus AVT [55]

Ziel der Untersuchungen am Aggregat mit vollvariablem Ventiltrieb ist die Ermittlung von Ventilhubverläufen für eine an den Magerbetrieb angepasste Restgasstrategie, welche sich als eine Form der inneren Abgasrückführung über einen teilvariablen Ventiltrieb darstellen lässt. Die volle Variabilität des Ventiltriebs wird genutzt, um die Möglichkeiten heute verfügbarer mechanisch-variabler Ventiltriebe (Hubumschaltung, Lost-Motion usw.) abzubilden bzw. Möglichkeiten für deren Nutzung in Kombination mit heterogen-mageren Brennverfahren aufzuzeigen.

## 4.3 Vollmotor

### 4.3.1 Vollmotor Mercedes-Benz M272

Zur Untersuchung des Potentials der Erhöhung des Kraftstoffdrucks um ca. 50 % ausgehend von 200 bar wurde zusätzlich zu den Einzylinderaggregaten ein serienkonformer Mercedes-Benz-Motor (V6-Vollmotor, Typbezeichnung M272) ohne Veränderung der Serienapplikation herangezogen. Tabelle 4.2 enthält die wichtigsten Kenngrößen dieses Motortyps.

Arbeitsverfahren	4-Takt
Gemischbildung	Direkteinspritzung mit zentraler Injektorlage, strahlgeführt
Bohrung	92,9 mm
Hub	86 mm
Hub-/Bohrungsverhältnis	0,926
Hubraum	3498 cm <sup>3</sup>
V-Winkel	90°
Verdichtungsverhältnis $\epsilon$	12,2 : 1
Brennraumform	dachförmig
Kraftstoffinjektoren	
Kraftstoffdüse	Ringspaltdüse
Aktuator	Piezo
max. Einspritzdruck	300 bar (Dauerbetrieb bis 200 bar)
Kraftstoff	Super ROZ 95
Zündkerze	1-Massen-Elektrode, Luftfunke
Ventiltrieb	4 Ventile, 2 obenliegende Nockenwellen

**Tabelle 4.2:** Kenndaten Mercedes-Benz-Motor M272

Mit einer Verdichtung  $\epsilon = 12,2 : 1$  ist dieser Motortyp als Saugmotor für geschichtete Brennverfahren ausgelegt.

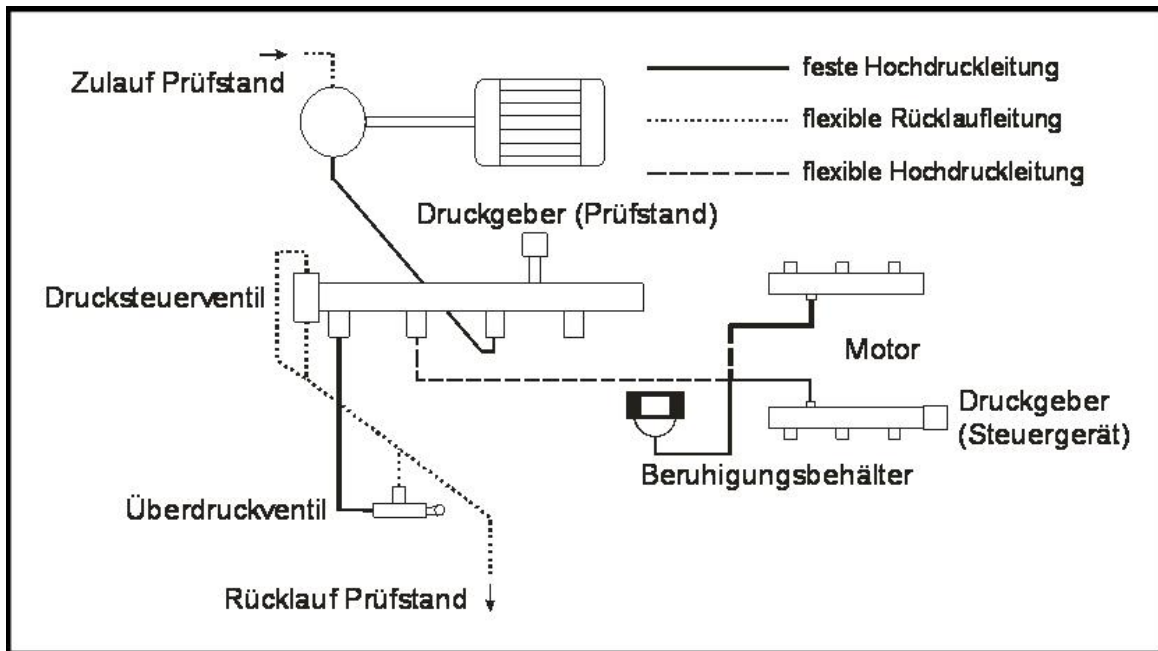


Abbildung 4.3: Kraftstoffversorgung des Vollmotors

Für die Versuche zur Kraftstoffdruckerhöhung wurde die serienkonforme Kraftstoffhochdruckpumpe des Motors stillgelegt und die Hochdruckrails beider Zylinderbänke extern mit dem entsprechenden Kraftstoffdruck versorgt (Abbildung 4.3).

Die Pumpenleistung bleibt bei den Versuchen unberücksichtigt bzw. ist in den effektiven Größen nicht enthalten. Alle Versuche zur Einspritzdruckerhöhung am Vollmotor – auch die mit dem serienkonformen Einspritzdruck von 200 bar – sind aber mit externer Druckversorgung durchgeführt worden und daher vergleichbar.

## 4.4 Messtechnik

### 4.4.1 Motorenprüfstand

Die Durchführung der Versuche erfolgt auf Prüfständen der Daimler AG in Stuttgart-Untertürkheim. Diese sind mit der in den Bereichen Motorenforschung und -entwicklung üblichen Standardmesstechnik ausgerüstet.

#### Motor- und Prüfstandssteuerung

Die Steuerung und Regelung des Motors erfolgt über ein Applikationssteuergerät, auf das mit der Applikationssoftware „INCA“ der Firma ETAS zum Einstellen von Betriebsparametern und zum Erfassen von Messgrößen zugegriffen wird. Die Steuerung und Regelung umfasst alle für einen Ottomotor mit Direkteinspritzung relevanten Parameter, u. a. Stellung der Drosselklappe, Stellung des AGR-Ventils, Einspritzzeitpunkt, Dauer der Einzeleinspritzung und Zündzeitpunkt. Bei dem Aggregat mit vollvariablem Ventiltrieb werden die einzelnen Ventile (Öffnungs- und Schließzeitpunkt, Hubverlauf) über die spezielle Applikationssoftware des Lotus-AVT-Systems gesteuert.

Die Steuerung und Überwachung des Prüfstands einschließlich der motorrelevanten Drücke und Temperaturen sowie die Erfassung der Messdaten erfolgt mit der Prüfstandssoftware Puma 1.3 der Firma AVL. Die Messzeit je Messpunkt beträgt 60 s.

#### Indiziermesstechnik

Die Erfassung des Zylinderdrucks erfolgt mit einem wassergekühlten piezoelektrischen Druckaufnehmer vom Typ Kistler 6061B. Sämtliche Indiziersignale (Zylinderdruckverlauf, Saugrohr- und Abgasdruck, Zündsignale, Ansteuerung des Kraftstoffinjektors sowie Aufzeichnung der Ventilhubkurven bei AVT-Aggregaten) erfolgt mit dem Motor-Indiziersystem AVL IndiCom 1.6. Die Kennwerte indizierter Mitteldruck  $p_{mi}$ , Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks  $\sigma_{-p_{mi}}$  und H50%-Umsatzpunkt aus dem Heizverlauf werden vom Indiziersystem aus 100 gemessenen Arbeitsspielen berechnet. Weitergehende Analysen des Zylinderdrucks, z. B. für Brennverlaufsberechnungen, oder des Ladungswechsels, z. B. zur Bestimmung des internen Restgasgehalts, erfolgen mit dem firmenintern entwickelten, in die IndiCom-Arbeitsumgebung einbettbaren Programm „Obelix“, welches sich u. a. auf Erkenntnisse aus [34] stützt und ständig weiterentwickelt wird.

### 4.4.2 Abgasanalyse und Sondermesstechnik

Die Bestimmung der Abgaszusammensetzung erfolgt mit Abgasanalysatoren vom Typ Mexa der Firma Horiba. Für die Detektion von Ruß im Abgas wird ein Schwarzauchmessgerät der Firma AVL vom Typ 415S verwendet. Aus der ermittelten Schwärzungszahl (Filter Smoke Number - FSN) lässt sich gemäß der Angabe der Firma AVL [14] die Partikel- bzw. Rußmassenkonzentration in mg pro m<sup>3</sup> Abgas wie folgt berechnen:

$$\text{Partikelkonzentration} = \frac{1}{405} \cdot 4.95 \cdot FSN \cdot e^{0.38 \cdot FSN} \quad (4.1)$$

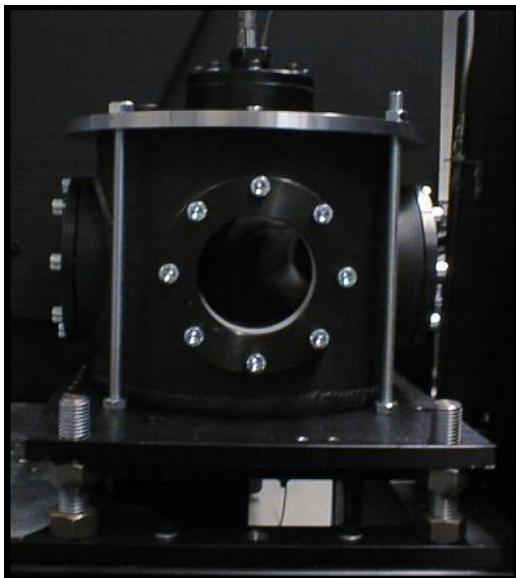
Zur Überprüfung der Messgüte des eingesetzten Smokemeters und in Abhängigkeit der Verfügbarkeit kam weiterhin ein Micro Soot Sensor vom Typ 483 der Firma AVL zum Einsatz. Dabei handelt es sich um einen fotoakustischen Rußsensor für die kontinuierliche Messung kleinster Rußkonzentrationen ( $5 \mu\text{g}/\text{m}^3$  -  $50 \text{mg}/\text{m}^3$ ) [4] im Abgas von Verbrennungsmotoren. Insgesamt konnte eine gute Korrelation zwischen der am Micro Soot Sensor und der am FSN-Gerät ermittelten Partikelkonzentration festgestellt werden.

## 4.5 Optische Analysemethoden

Zur Analyse des Betriebsverhaltens sind Kenntnisse über die Strahlausbreitung in vielerlei Hinsicht von Bedeutung, um das Motorverhalten besser interpretieren zu können. Dazu wurden in experimentellen Untersuchungen in einer Temperatur-Druck-Kammer und an Transparentaggregaten verschiedene optische Messtechniken eingesetzt.

### 4.5.1 Druck- und Temperaturkammer zur Sprayvisualisierung

Zur Untersuchung der Ausbreitung des Kraftstoffsprays in ruhender Atmosphäre bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen wird eine Druckkammer (Karlsruher Institut für Technologie – Institut für Kolbenmaschinen) eingesetzt. Experimente in einer Druck-/ Temperaturkammer ermöglichen die gezielte und exakte Variation der Randbedingungen ohne den Einfluss von Gasströmung und transienten Temperatur- und Druckzuständen eines realen Motorbetriebs. Die Anforderungen an die Druckkammer beinhalten vornehmlich eine ausreichende Konditionierbarkeit von Druck und Temperatur in der Kammer bis zu realen Bedingungen, die im Motor vorliegen, sowie gute Zugänglichkeit. Die Kammer besteht aus einem doppelwandigen zylindrischen Gehäuse mit drei senkrecht zueinander angeordneten kreisförmigen Quarzglas-scheiben in der Mantelfläche. Der Innendurchmesser beträgt 200 mm, um die Interaktion des Sprays mit der Kammerwand zu verhindern und einer Benetzung der Gläser durch das Spray vorzubeugen. Die Einspritzdüse wurde senkrecht in einen Düsenhalter im oberen Deckel eingesetzt und spritzt vertikal nach unten in die Kammer (Abbildung 4.4).



**Abbildung 4.4:** Druck- und Temperaturkammer

Die Druckkammer wurde für eine maximale Temperatur von 230 °C und 20 bar Innendruck ausgelegt. Dies entspricht den Verhältnissen, wie sie bei Ottomotoren bei Einspritzung während der Kompression auftreten. Mit einer Stickstoffgasflasche wird der Druck in der Kammer aufgebaut. Das Inertgas verhindert zudem die Bildung eines brennfähigen Gemischs. Der Aufbau der Luftführung erlaubt einen Betrieb mit permanenter Spülung, da das Druckniveau in der Kammer mittels eines Druckregelventils eingestellt werden kann. Um eine Beeinflussung durch die Spülströmung zu vermeiden, wird die Kammer jedoch nur mit einem minimalen Spülstrom betrieben. Diese Vorgehensweise ist nur bei den Untersuchungen mit Luft-Tracern notwendig, da diese ansonsten durch die Einspritzungen ungleichmäßig im Kammervolumen verteilt würden.

## 4.5.2 Hochgeschwindigkeitsaufnahmen der Strahlausbreitung

### Visualisierung mittels Mie-Streulicht

Die Visualisierung des flüssigen Kraftstoffs in der Druckkammer bzw. am Transparentaggregat erfolgte mittels der Streulichtmesstechnik. Diese ist nach dem deutschen Physiker Gustav Mie und dem dänischen Physiker Ludvig Lorenz benannt. Als Mie-Streuung oder auch Lorenz-Mie-Streuung bezeichnet man die elastische Streuung des Lichts an sphärischen Objekten (Partikel, Tröpfchen, ...), deren Durchmesser  $d$  in etwa der Wellenlänge  $\Lambda$  des auftreffenden Lichts entspricht ( $d/\Lambda_{\text{Licht}} \approx 1$ ). Es erfolgt kein Energieaustausch zwischen dem Objekt und den auf es auftreffenden Photonen, wodurch Photonen ohne Änderung ihrer Wellenlänge gestreut werden. Das Mie-Streulicht ist unabhängig von der Temperatur und der Teilchendichte. Die Intensität des Streulichts hängt nach der Mie-Theorie vom Streuwinkel  $\Phi$ , der Frequenz des Lichts  $f_{\text{Licht}}$ , dem Partikeldurchmesser  $d$  sowie den optischen Eigenschaften des Partikels ab. Die von dem Partikel gestreuten Lichtwellen interferieren miteinander. Es ergeben sich um den Partikel herum verschiedene Intensitätsverteilungen, die aufgenommen werden können. Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Hochgeschwindigkeitsaufnahmen an der Druckkammer wurde zur Beleuchtung des Kraftstoffstrahls ein Dauerstrichlaser (Inova 70, Fa. Coherent) eingesetzt. Der emittierte Laserstrahl wird durch einen Strahlführungsarm an die Druckkammer herangeführt und mittels einer Lichtschnittoptik (80X20, Fa. Dantec) zu einem dünnen Lichtband aufgefächert. Der Lichtschnitt durchdringt das Kraftstoffspray in der Injektorachse (Symmetrie- bzw. Mittelebene des Kegelstrahls). Das gemäß der Mie-Theorie an den flüssigen Kraftstofftropfen gestreute Licht wird von einer Kamera (HSS6, Fa. La Vision) erfasst. Die Beobachtungsrichtung ist orthogonal zum Lichtschnitt orientiert. Die Belichtungszeiten der Einzelbilder der Hochgeschwindigkeitsaufnahme sind so kurz gewählt, dass sich keine Bewegungsunschärfe durch die Tropfenbewegung ergibt (Prinzipdarstellung siehe Abbildung 4.5).

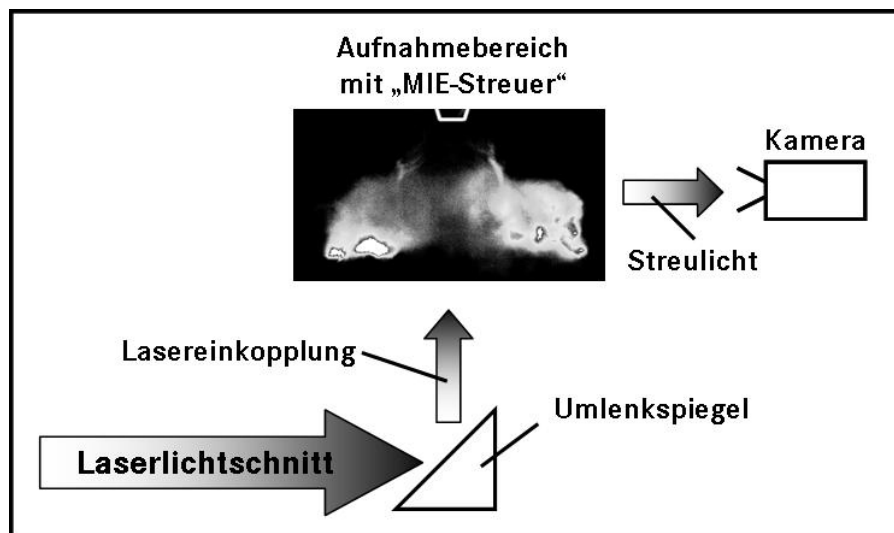


Abbildung 4.5: Prinzipdarstellung – Aufnahme von Mie-Streulicht

Durch Definition eines Schwellenwerts für die Lichtintensität werden die Grenzen des flüssigen Sprays festgelegt. Die Darstellung der Strahlbilder zur besseren Differenzierung von verschiedenen Flüssiganteilen und Eindringtiefen erfolgt dann in einer Falschfarbendarstellung. Das

Streulichtverfahren bietet den Vorteil, dass bei ausreichender Lichtintensität auch kleine Tröpfchen ausreichend Licht streuen und sich somit nachweisen lassen. Durch Visualisierung nur der Lichtschnittebene ist der Informationsgehalt auf diese Ebene konzentriert. Das Ergebnis wird nicht durch die integrale Information vor und hinter der Messebene verfälscht. Allerdings beleuchtet das Streulicht der Tropfen aus der Messebene auch die umgebenden Strahlbereiche, so dass bei steigender Lichtintensität die Ergebnisunschärfe zunimmt.



## 5 Voruntersuchungen

Ein Kernaspekt dieser Arbeit ist es, das Potential einer gesteigerten Zylinderladungstemperatur aufzuzeigen bzw. die Möglichkeiten und Grenzen einer inneren AGR auszuloten. Zur Schaffung einer Vergleichsbasis und um detaillierte Kenntnisse über das Verhalten der Basiskonfiguration der Einzylinderaggregate auf dem heutigen Stand der Technik des strahlgeführten Brennverfahrens mit gekühlter externer AGR zu erlangen, sind eine Reihe von Voruntersuchungen durchgeführt worden. Um das Verhalten einer inneren Abgasrückführung zumindest teilweise abzubilden, ist diese in einem ersten Schritt über geheizte Ansaugluft dargestellt worden.

Eine zusätzliche Herausforderung stellen die kurzen Gemischbildungszeiten im Schichtbetrieb dar. Dabei ist, wie in Kapitel 2 beschrieben, eine kompakte zündfähige Gemischwolke an der Zündkerze bereitzustellen. Damit die Verbrennung der geschichteten Zylinderladung in einem thermodynamisch- und lauffruhegünstigen Bereich abläuft, ist mit steigender Rückführrate eine ständige Frühverlagerung der Einspritzung und Zündung vorzunehmen. Dadurch verändern sich die Randbedingungen für die Gemischaufbereitung (Gegendruck, Temperatur, sich daraus ergebende Dichte sowie Ladungsbewegung). Aufgrund der veränderten Verhältnisse (anderes Strahleindringverhalten) ist die Kompaktheit der Gemischwolke vermutlich nicht mehr gewährleistet. Zusätzlich zu den erschwerten Zündbedingungen infolge steigenden Restgasgehalts können im Bereich der Zündkerze die Zündbedingungen nicht mehr eingehalten werden; es kommt zu erhöhtem Brennverzug, zunehmenden Zyklenschwankungen bis hin zu Verbrennungsaussetzern. Daher erstreckt sich ein weiterer Teil der Voruntersuchungen an der Basiskonfiguration auf Einflussgrößen der Gemischbildung und deren Auswirkungen auf die Verbrennung, unabhängig von der Art der Restgassteuerung, um neben einer möglichen inneren AGR weitere Stellhebel für eine Absenkung der Rohemissionen zu identifizieren.

## 5.1 Voruntersuchungen – Verbrennungsschwerpunkt im Schichtbetrieb

Mit diesen Versuchsreihen soll die bestmögliche Lage des Zündzeitpunkts innerhalb der Einspritzung in Kombination mit der gerade noch möglichen maximal späten Lage des Verbrennungsschwerpunkts speziell für den verwendeten Versuchsaggregataufbau identifiziert werden. Maßgeblich dafür ist eine niedrige Laufunruhe  $\sigma\text{-}p_{mi}$ . In den Messreihen wurde die Lage des Verbrennungsschwerpunkts (H50%) mittels Verschiebung des Einspritzpakets in Abhängigkeit des einspritzbezogenen Zündzeitpunkts (EBZ) variiert (Abbildung 5.1). Ein negativer einspritzbezogener Zündzeitpunkt heißt, dass die Zündung vor Ende der Haupteinspritzung erfolgt.

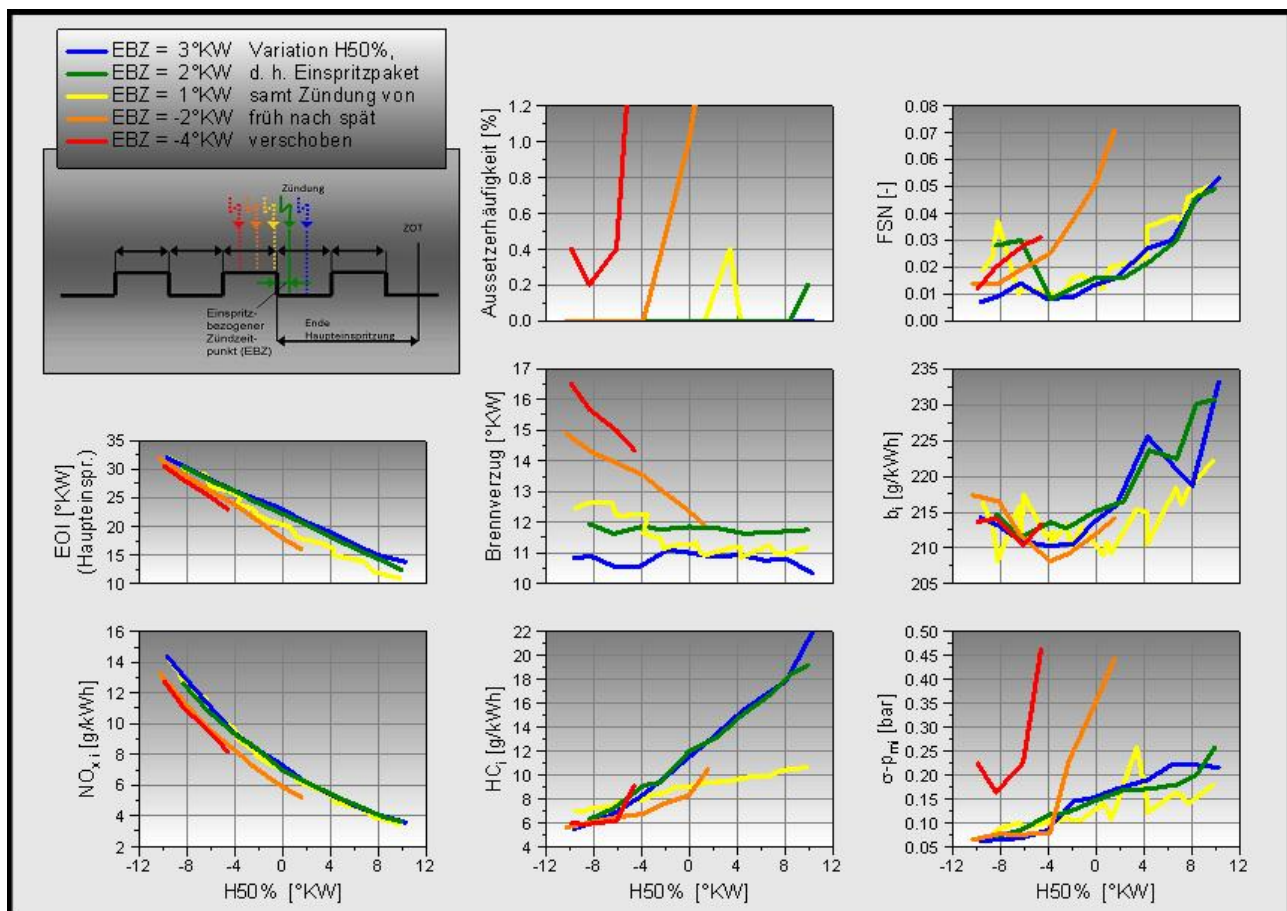


Abbildung 5.1: H50%-Var.,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar

Die Mengenverteilungs- und Pausenzeitoptimierung erfolgte in separaten Versuchen. Sowohl der Einspritzzeitpunkt bezüglich der Lage zum oberen Totpunkt als auch bezüglich der Lage zum Zündzeitpunkt haben Auswirkungen auf die Verbrennung. Je früher die Zündung vor dem Ende der Haupteinspritzung erfolgt, desto größer der Brennverzögerung (BV; Zeit zwischen H50%-Umsatzpunkt der Verbrennung und Zündzeitpunkt) sowie die Schwärzung. Dies lässt auf eine nicht abgeschlossene Gemischaufbereitung bzw. einen noch vorhandenen Flüssigkeitsanteil bei Zündeinleitung schließen. Eine frühe Einspritzung bzw. ein großer Abstand zwischen Einspritzende und Zündung führt dagegen zu niedrigen Rußemissionen infolge der langen Ge-

mischaufbereitungszeit. Andererseits nehmen die HC-Emissionen aufgrund von „Overmixing“ zu (zu magere, nicht mehr brennbare Bereiche; Flammenlöschen).

Aufgrund niedriger Stickoxidemissionen anzustrebende verhältnismäßig späte Schwerpunktlagen von 0 - 2 °KW n. ZOT werden mit dem Brennverfahren bei dem abgebildeten Lastpunkt von  $n = 2000$  1/min bei  $p_{mi} = 3$  bar mit einem einspritzbezogenen Zündzeitpunkt von ca. 2 - 3 °KW aussetzerfrei erreicht. Die verbrauchsoptimalen Schwerpunktlagen liegen nicht bei den für Benzinmotoren üblichen 7 - 9 °KW n. ZOT, sondern deutlich früher. Ursachen sind vermutlich die zunehmende Benetzung bzw. Anlagerung von Kraftstoff an der Kolbenoberfläche bei später Einspritzung, unzureichende Gemischaufbereitung (lokales Verbrennungsluftverhältnis) sowie die Gemischpositionierung zum Zündfunken zu suchen. Der Anstieg der HC-Emissionen und der abnehmende Umsetzungsgrad zu späteren Schwerpunktlagen deuten ähnlich wie bei [37] auf die gleichen Phänomene hin. Weiterhin kann ein unvollständiger Ausbrand zu späten Schwerpunktlagen festgestellt werden. Dazu zeigt Abbildung 5.2 die Brenndauern der ersten (H5% bis H50%) und zweiten Phase (H50% bis H90%) der Verbrennung.

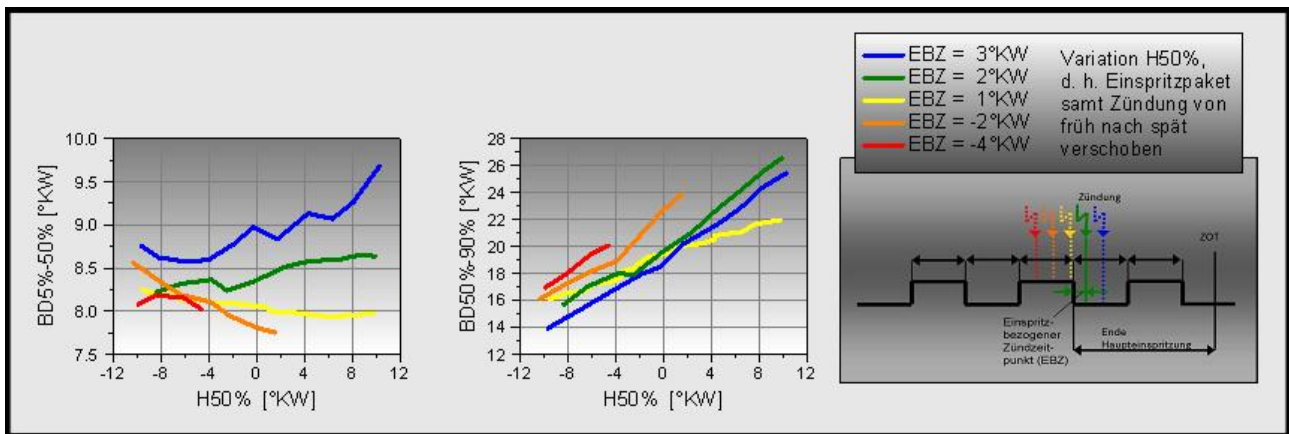
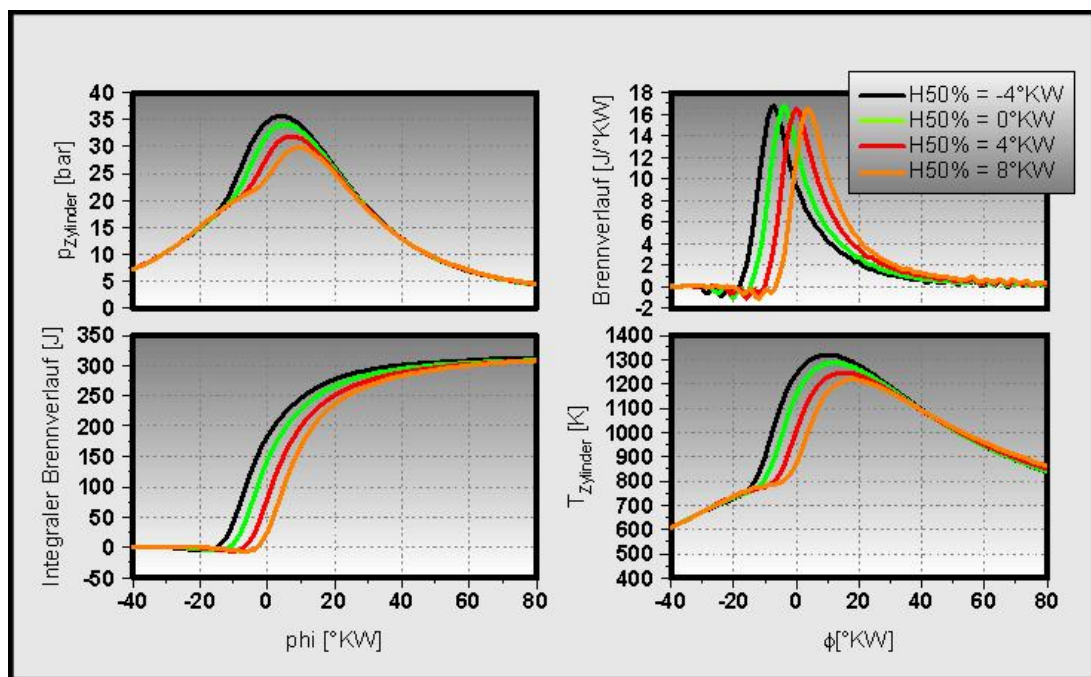


Abbildung 5.2: H50%-Var.,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar – Brenndauer

Während sich mit der Spätverschiebung in der ersten Phase kaum Unterschiede ergeben, führt diese fast zu einer Verdoppelung der Brenndauer in der zweiten Phase der Verbrennung, also beim Ausbrennen der mageren Gemischbereiche. Es ergibt sich mit zunehmender Spätverschiebung ein sehr langsamer zweiter Teil der Verbrennung, z. B. verglichen mit dem Homogenbetrieb. Kleinste Druckunterschiede zwischen den Zyklen während der Ausbrandphase wirken sich besonders stark auf den indizierten Mitteldruck eines jeden Arbeitsspiels und damit auf die Laufruhe aus.

Damit ergeben sich mehrere Zielkonflikte: hinsichtlich der  $\text{NO}_x$ -Emissionen ist eine möglichst späte Schwerpunktlage und damit ein später Einspritzzeitpunkt anzustreben; hinsichtlich der Rußemissionen, der Laufruhe sowie des Durchbrennverhaltens können aber bisher nur relativ frühe Schwerpunktlagen realisiert werden. Je kompakter die Gemischwolke zum Zündzeitpunkt, desto größer der nutzbare Vorteil der Schichtladungsverbrennung (Luftspaltisolierung zu Brennraumwänden, weniger lokale Ausmagerung in von der Flammenfront spät erreichten Gebieten). Bei dem gegebenen Einspritzdruck von 200 bar befindet man sich im Zielkonflikt „gewünschte Kompaktheit“ – „notwendige Gemischaufbereitungszeit“ [13]. Hinsichtlich der HC-Emissionen wird ein kleiner Abstand zwischen Haupteinspritzende und Zündzeitpunkt angestrebt. Besonders die Rußemissionen und die Laufruhe erfordern aber wiederum einen längeren Abstand.

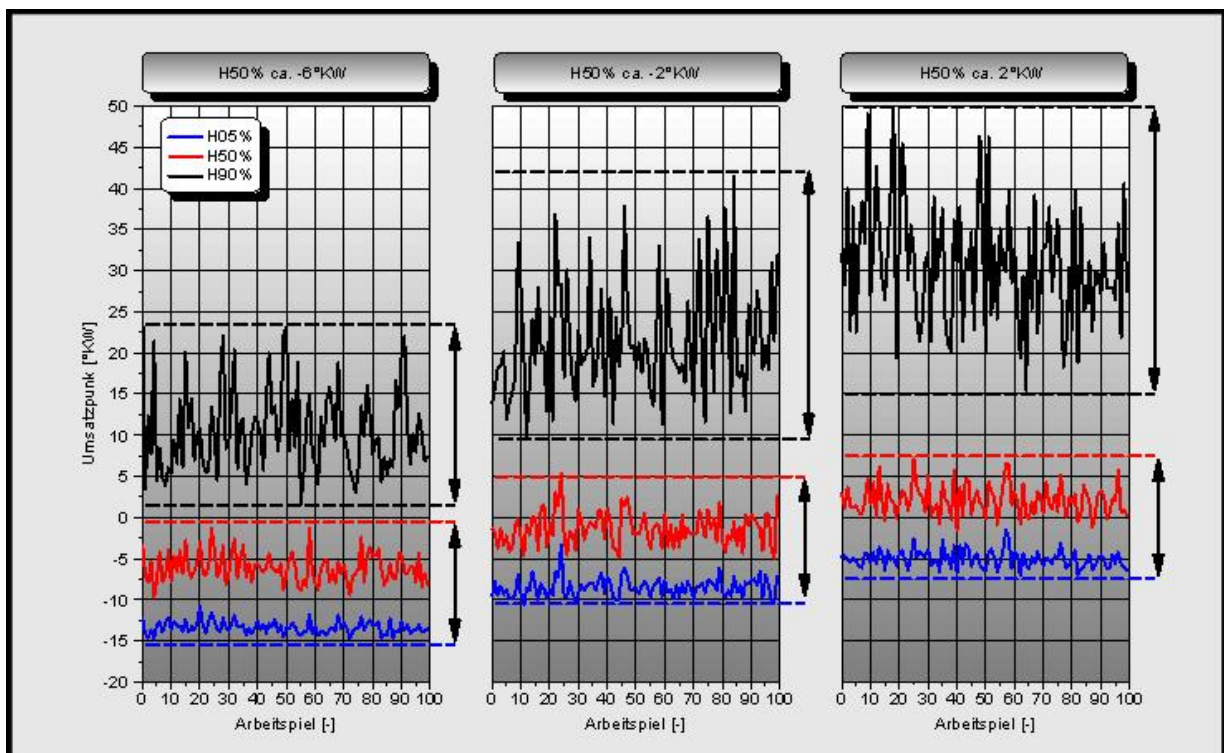
Abbildung 5.3 zeigt die Ergebnisse der Druckverlaufsanalyse exemplarisch für die Variation des Umsatzzschwerpunkts bei optimierter Einspritzstrategie (Zylinderdruck über 100 Arbeitsspiele gemittelt). Der höchste Spitzendruck wird für einen Umsatzzschwerpunkt von  $-4^\circ\text{KW}$  bzw.  $4^\circ\text{KW}$  n. ZOT erreicht, trotz ähnlicher Energiefreisetzung bei allen Schwerpunktlagen. Die Spitzentemperaturen erreichen bei einem Umsatzzschwerpunkt von  $-4^\circ\text{KW}$  höhere Werte als bei späteren Umsatzzschwerpunkten.



**Abbildung 5.3:** H50%-Var.,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar – Druckverlaufsanalyse

Dies erklärt die höchsten Werte für die Stickoxidemissionen bei frühem Umsatzzschwerpunkt. Die Form des Brennverlaufs (gleichlaufender Anstieg und Abfall der Wärmefreisetzung, nur ein globales Maximum) lässt weiterhin auf eine für den Ottomotor typische „vorgemischte“ Verbrennung schließen, d. h. der an der Verbrennung teilnehmende Kraftstoff ist vollständig aufbereitet und das Gemisch (zumindest lokal) im Bereich der Flammenfront gut homogenisiert. Der jeweils mittlere Brennverlauf bei früher und später Schwerpunktlage unterscheidet sich kaum, das Optimum dieses Brennverlaufs für maximal erzielbare Arbeit würde sich ca.

6 °KW n.ZOT befinden [34; 73]. Die tatsächliche verbrauchsgünstige Lage der ähnlichen Brennverläufe befindet sich aber deutlich früher. Die starke Ähnlichkeit in den ersten beiden Dritteln der Brennverläufe lässt trotz der Kraftstoffverbrauchsunterschiede vermuten, dass Unterschiede nicht in der ersten Verbrennungsphase selbst, sondern bei Vorgängen vor der Verbrennung liegen. Eine für die vollständige Umsetzung in sich gut homogenisierte, kompakte Ausbildung der Ladungsschichtung wird vermutlich zu späten Schwerpunktlagen hin schlechter. Die Verschlechterung des Ausbrandverhaltens (Anstieg HC-Emissionen, Brenndauer) der geschichteten Zylinderladung ist u. a. auf die abnehmende Temperatur, den sinkenden Zylinderdruck sowie die fortschreitende Abnahme der Turbulenz während des Expansionstakts zurückzuführen. Abbildung 5.4 zeigt dazu die einzelnen Umsatzpunkte H05%, H50% und H90% bei verschiedenen Schwerpunktlagen jeweils für 100 Arbeitsspiele bei verbesserter Einspritzstrategie.

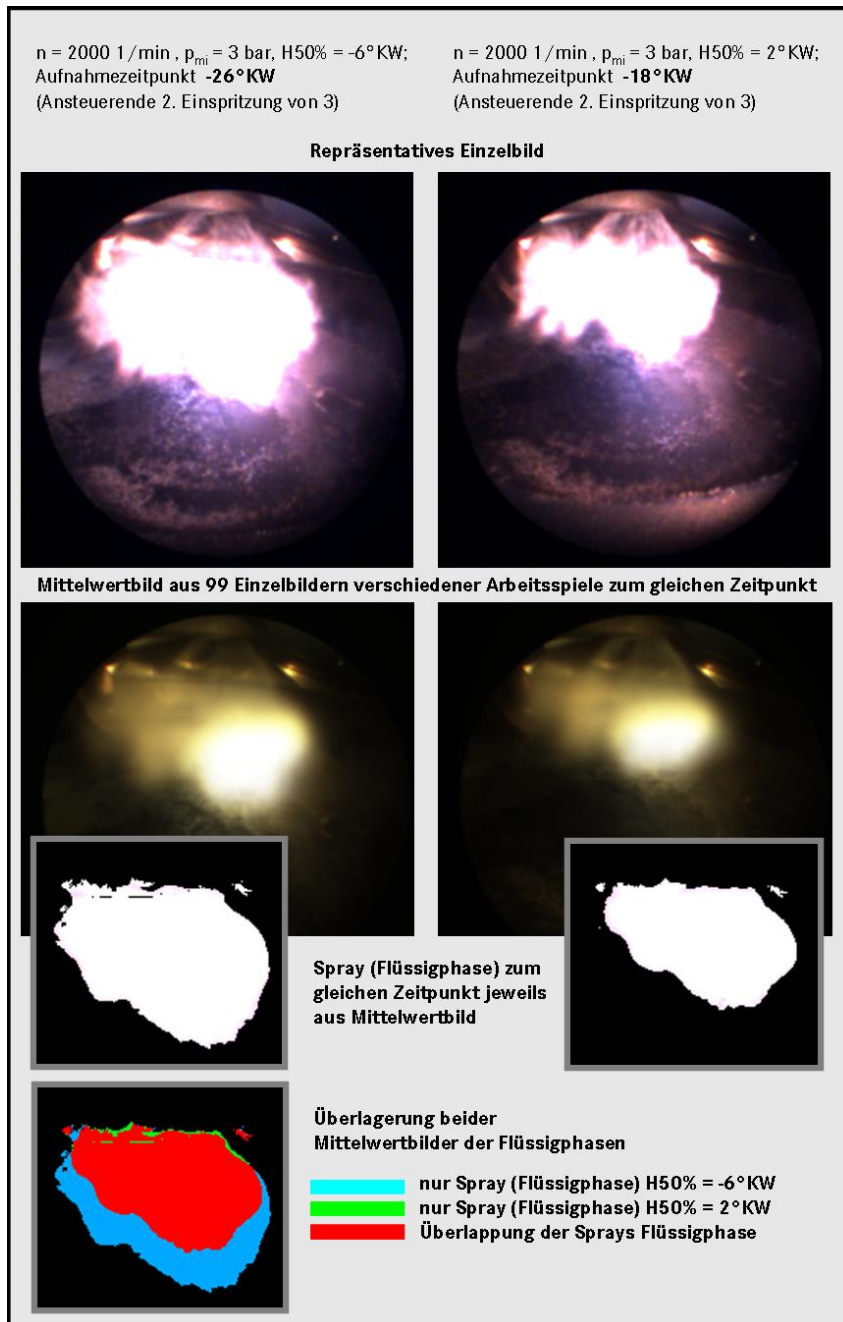


**Abbildung 5.4:** H50%-Var.,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar – Umsatzpunkte für 100 Arbeitsspiele

Durch Spätverschiebung nimmt die Brenndauer der zweiten Verbrennungsphase nicht nur zu (Abstand H90% zu OT wächst); es erhöht sich auch gleichzeitig die Schwankungsbreite über die 100 aufgezeichneten Arbeitsspiele. Diese größere Schwankungsbreite des H90% wirkt sich – wie eingangs vermutet – besonders ungünstig aus und ist eine der Ursachen für die Laufunruhe.

### Untersuchungen am Einzylinderaggregat mittels Brennraumendoskopie

Die thermodynamische Analyse liefert nur Anhaltspunkte bezüglich der Ursachen für die schlechtere Laufruhe bei späten Schwerpunktlagen und genügt nicht für ein ausreichendes Verständnis. Daher wurde der Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ 1/min}$ ,  $p_{mi} = 3 \text{ bar}$  mittels Brennraumendoskopie bzw. Transparentaggregat bei früher und später Verbrennungsschwerpunktlage bei gleicher Einspritzstrategie (3-fach-Taktung) betrachtet. Abbildung 5.5 zeigt die mittels Brennraumendoskopie erstellten Aufnahmen des Sprays jeweils innerhalb des zweiten Takts einer Dreifacheinspritzung für eine frühe bzw. späte Lage der Einspritzungen zum OT.

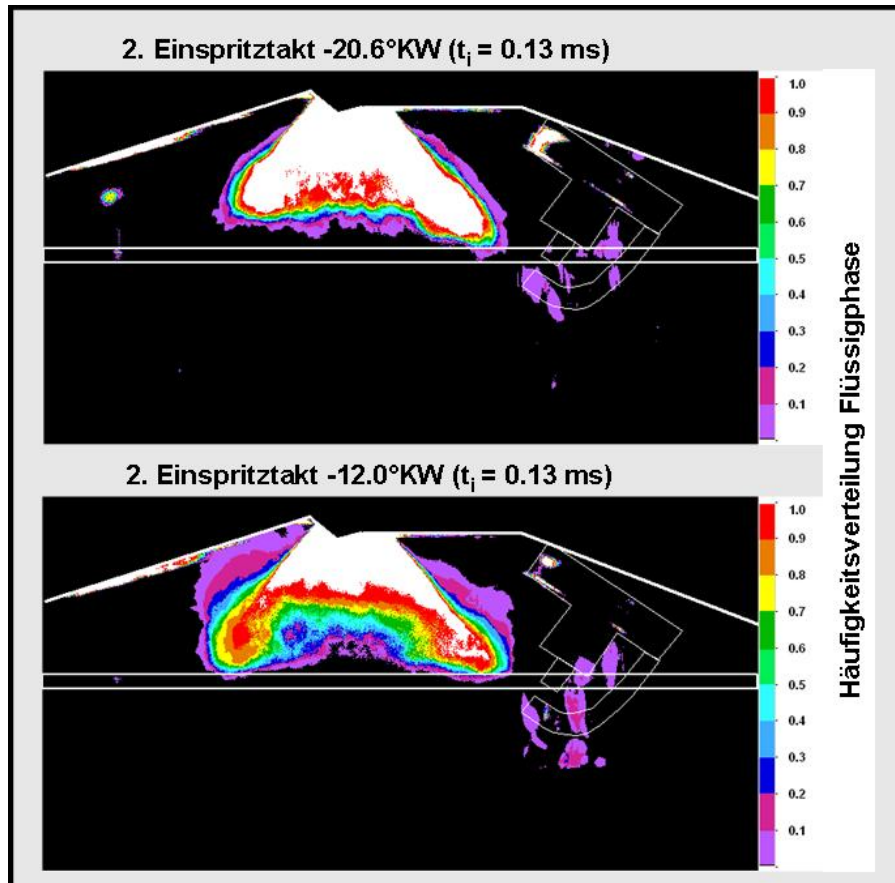


**Abbildung 5.5:**  $H50\%$ -Var.,  $n = 2000 \text{ 1/min}$ ,  $p_{mi} = 3 \text{ bar}$   
 – Strahlanalyse mittels Brennraumendoskopie

Als Aufnahmezeitpunkt wurde der Zeitpunkt kurz vor dem Schließen der Düsennadel (ca. 0,2 °KW) verwendet. Zu diesem Zeitpunkt ist die Flüssigphase noch gut sichtbar. Gleichzeitig erfolgt das angepasste Absetzen des Zündfunkens kurz nach diesem Einspritztakt. Die richtige Positionierung des Strahlkegels bzw. des Randwirbels bezogen auf den Ort des Zündfunkens zu diesem Zeitpunkt ist kritisch für das Funktionieren des Brennverfahrens. Das Mittelwertbild der Sprayaufnahmen zeigt beim Einspritzzeitpunkt näher am OT, also bei höherem Gegendruck, eine deutlich kleinere Fläche. Das Spray ist also deutlich kompakter, die Luftefassung des Strahlkegels damit geringer als bei früherer Schwerpunktlage. Das Gemisch muss lokal deutlich fetter sein. Eine direkte Kolbenbenetzung mit flüssigem Kraftstoff, die als Ursache für die erhöhten Schwärzungszahlen vermutet wurde, kann nicht festgestellt werden. Die Spraykontur bleibt jedoch relativ lange Zeit erhalten, so dass feinste, nicht verdampfte Kraftstofftropfen bei der Aufwärtsbewegung des Kolbens mit diesem in Kontakt kommen. Dies hat eine stärker rußende, langsamere und damit thermodynamisch ungünstigere Verbrennung zur Folge. Erschwerend für die Entflammung ist außerdem die größere Sprayfluktuation zu späteren Einspritzzeitpunkten, deren Ursache bei der Zylinderinnenströmung bzw. der Interaktion des Sprays mit dieser zu suchen ist. Dazu wurden die Häufigkeitsverteilungen des Auftretens von Flüssigphase an einem Ort innerhalb des betrachteten Brennraumausschnitts von jeweils ca. 30 Arbeitsspielen des gleichen Aufnahmezeitpunkts während des Einspritzvorgangs aus Transparentaggataufnahmen ermittelt.

## Untersuchungen am Transparentaggregat

Abbildung 5.6 zeigt diese Häufigkeits- bzw. Auftretensverteilungen von Flüssigphase im Bereich von 0 bis 1 für den zweiten Einspritztakt innerhalb einer Zweifacheinspritzung. Aufnahmezeitpunkt ist wieder jeweils kurz vor dem Schließen der Düsenadel.



**Abbildung 5.6:** H50%-Var.,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar  
– Strahlanalyse am Transparentaggregat

Der Wert 0 (violett) bedeutet dabei, es ist in keinem Arbeitsspiel, der Wert 1 (rot) es ist in jedem Arbeitsspiel Flüssigphase am jeweiligen Ort. Die Aufenthaltswahrscheinlichkeit des Sprays streut zum späteren Zeitpunkt deutlich stärker (farbiger Anteil erhöht). Der Eindruck einer größeren Eindringtiefe zum späteren Einspritzzeitpunkt in der Darstellung als Häufigkeitsverteilung entsteht durch Verkipfung des Sprays in einzelnen Arbeitsspielen (gleiches Ergebnis wie endoskopische Aufnahmen; Abbildung 5.5). Mit hoher Aufenthaltswahrscheinlichkeit (rot bzw. Wert 1) befindet sich flüssiges Spray zum späten Einspritzzeitpunkt deutlich näher am Brennraumdach, die mittlere Eindringtiefe ist damit geringer. Die eingespritzte Kraftstoffmenge ist bei diesen Aufnahmen ähnlich groß wie beim zweiten Einspritztakt der Dreifacheinspritzung bei den endoskopischen Untersuchungen, ebenso die Pausenzeit zwischen den Einspritzungen. Sowohl bei den Transparentaggregat- als auch bei den Endoskopieaufnahmen differieren früher und später Einspritzzeitpunkt um ca.  $8^\circ\text{KW}$ . Die Vergleichbarkeit bzw. die Ähnlichkeit der Zusammenhänge zwischen der Zweifach- und Dreifacheinspritzung ist damit gegeben; die Ergebnisse vom Transparentaggregat lassen sich sehr gut auf das Thermodynamik-Einzyylinderaggregat und auch auf andere Einspritzstrategien übertragen.



In diesem Zusammenhang ist am Transparentaggregat geklärt worden, inwiefern die Zylinderinnenströmung (Tumble) den Strahl bzw. das Spray beeinflusst. Abbildung 5.7 zeigt den Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit auf die Fluktuation des Strahls bzw. des Sprays im Brennraum durch Änderung der Drehzahl, Abbildung 5.8 den Einfluss des Impulses der Frischladung durch Variation der Dichte der Zylinderfüllung.

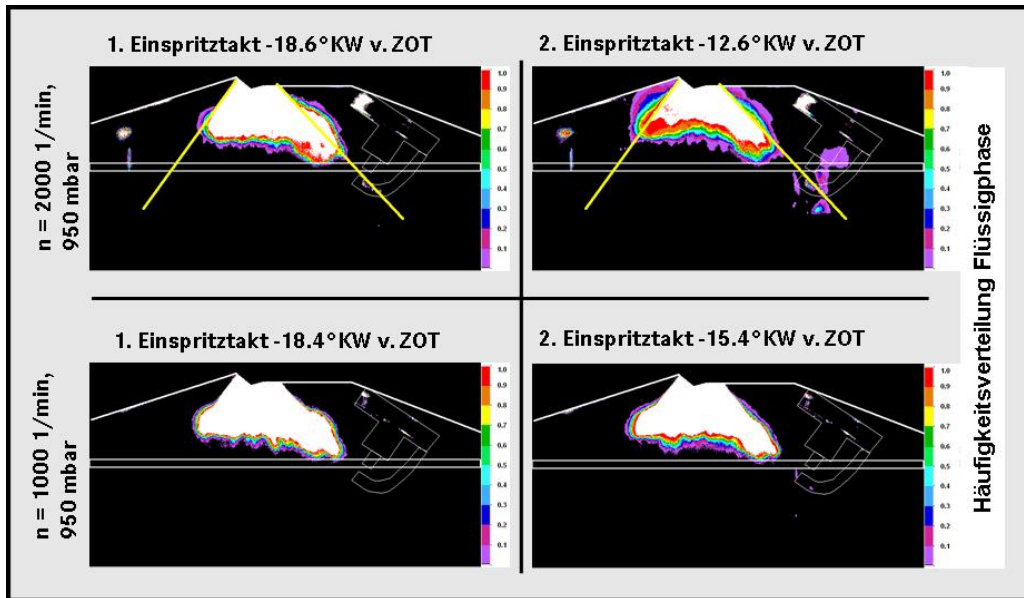


Abbildung 5.7:  $n = 2000 \text{ 1/min}$ ,  $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ ; Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit durch Variation der Drehzahl – Strahlanalyse am Transparentaggregat

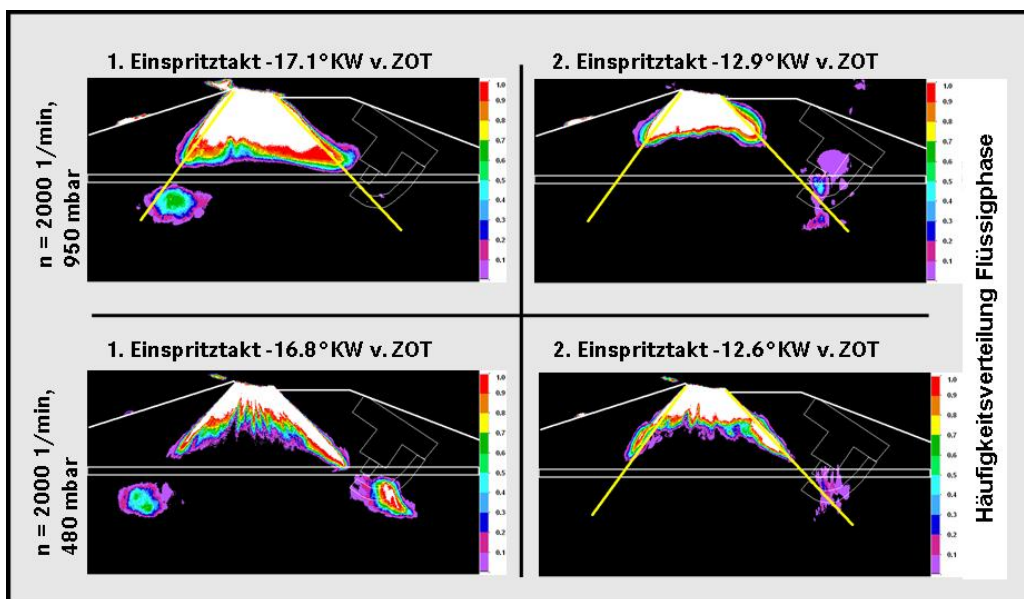


Abbildung 5.8:  $n = 2000 \text{ 1/min}$ ,  $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ ; Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit durch Variation der Ansaugluftdichte (Androsselung) – Strahlanalyse am Transparentaggregat

Mit steigendem Impuls der Zylinderinnenströmung nehmen die Fluktuationen zu. Das leichte Verkippen des Sprays im Uhrzeigersinn zeigt, dass dabei neben der Intensität insbesondere die Richtung der Strömung (seitlich und von unten) maßgeblich ist. Die Strömungsgeschwindigkeit selbst ist durch die Drehzahl und die nutzbaren Querschnitte bei entdrosseltem Betrieb definiert. Der Strahl bzw. das Spray wird dabei mehr oder weniger stark von der Zylinderinnenströmung beeinflusst. Auf die Tumbleintensität bzw. die Richtung der Strömung im Zylinder kann über die Brennraum- und Einlassgeometrie Einfluss genommen werden.

### **Zusammenfassung**

Die Analysen des Einspritzstrahl- bzw. des Sprayverhaltens in Kombination mit den thermodynamischen Analysen zeigen einen weiteren Zielkonflikt bei der Auslegung eines Brennraums für das strahlgeführte Brennverfahren: Für ein schnelles Durchbrennen vor allem in der Volllast und das vollständige Ausbrennen der Zylinderladung ist ein höheres Maß an Turbulenz erwünscht. Diese Turbulenz über eine intensivierete Tumbleströmung zu erzeugen, welche infolge seines Zerfalls ein höheres Turbulenzniveau erzeugt, erscheint aber aufgrund der damit verbundenen negativen Beeinflussung des eindringenden Kraftstoffstrahls nicht zielführend. Die Ladungsschichtung erfordert eher moderate Strömungsgeschwindigkeiten, deren Bandbreite über einen Drehzahlbereich toleriert werden muss. Daher muss erreicht werden, dass der Strahl bzw. das Spray und dessen Entflammung weniger von der Grundströmung und deren zyklischen Schwankungen beeinflussbar ist (höherer Impuls des eingespritzten Kraftstoffstrahls) bzw. dass das Spray bis und während seiner Umsetzung (schnellere Gemischaufbereitung) weniger beeinflusst werden kann. Diese Zusammenhänge führen neben der Erhöhung der Frischladungstemperaturen zu einem weiteren Kernaspekt dieser Arbeit: erhöhter Einspritzdruck – mit seinem größeren Eintrag an kinetischer Energie über den Kraftstoffstrahl selbst – auch bei der Piezo-A-Düse. Die Betrachtung einer Geometrie für eine reine Drallströmung, welche auf die Schichtung eine zentrierende Wirkung haben könnte, wird aufgrund ihrer Füllungs Nachteile in der Volllast als nicht zielführend angesehen. Eine überlagerte Drallströmung kann nur vor dem Hintergrund der aus Volllastgründen vorhandenen Tumbleintensität betrachtet werden.

## 5.2 Voruntersuchungen – Ansaugluftvorwärmung im Schichtbetrieb bei niedriger Teillast

Im nachfolgenden Kapitel werden die Ergebnisse der Untersuchungen mit Ansaugluftvorwärmung anhand des Lastpunktes  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar für den geschichteten Betrieb erläutert (Abbildung 5.9). Dazu wurde das Restgas in die mittels eines elektrischen Heizelements erhitzte Frischluft über eine externe AGR-Leitung im Bereich des Saugrohrs eingeleitet und dieses heiße Gemisch dem Einzylinderaggregat zugeführt, um eine innere und damit heiße AGR zu simulieren und deren Einflüsse auf das Brennverfahren abzuschätzen.

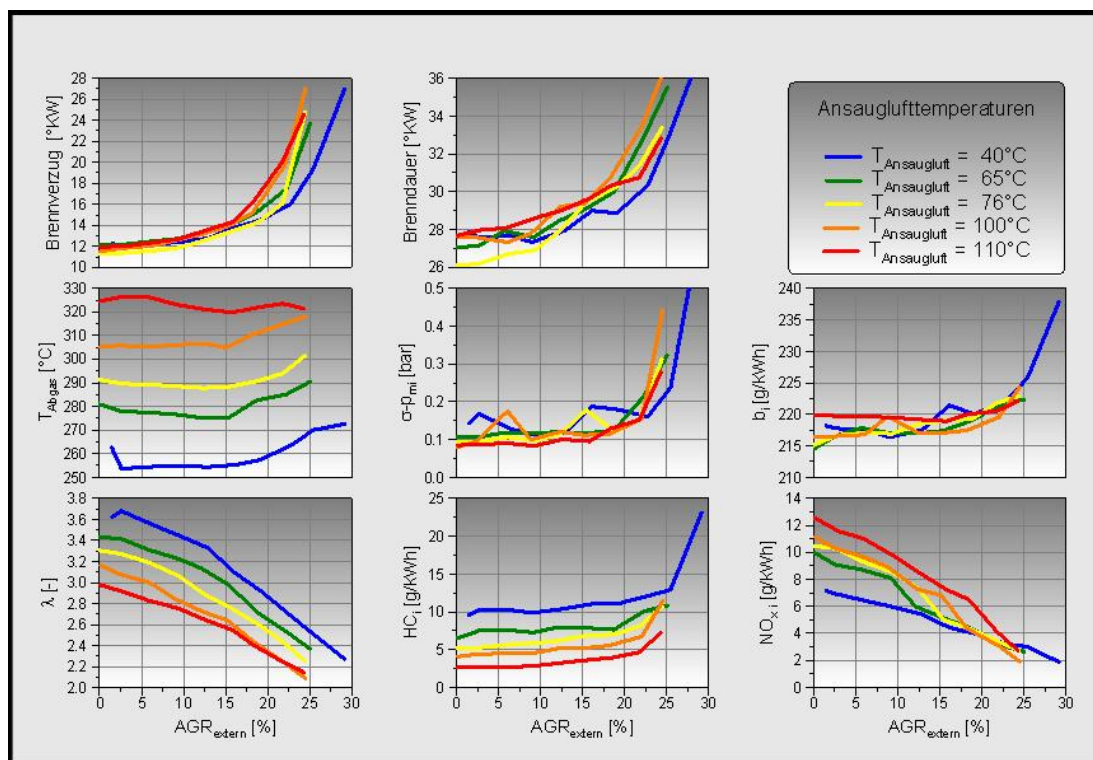


Abbildung 5.9: AGR-Var.,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar – beheizte Ansaugluft

In diesem Lastbereich stellt der reine Schichtbetrieb aufgrund der vollständigen Entdrosselung und der geringen Wandwärmeverluste nach wie vor die verbrauchsgünstigste Betriebsart dar [47; 79; 88; 92; 93]. Mit erhöhter Ansauglufttemperatur im Bereich unterer Teillast ergeben sich bei den notwendigen hohen Restgasraten keine Nachteile für den spezifischen indizierten Kraftstoffverbrauch. Da schon bei 0% AGR eine vollständige Entdrosselung vorliegt, wird hier der niedrigste Kraftstoffverbrauch erzielt (höchster und schnellere Umsetzungsgrad im Vergleich). Mit steigender Abgasrückführrate ergibt sich ein Anstieg des Brennverzugs. Dies lässt sich durch einen geringen Sauerstoffanteil an der Zylinderfüllung begründen. Bei gleichem Saugrohrdruck nimmt die Dichte und damit die Sauerstoffmasse mit steigender Temperatur ab, das globale Luftverhältnis sinkt. Bei sehr hohen Rückführraten können die Nachteile der gesteigerten Temperatur bei den Stickoxidemissionen kompensiert werden. Deutliche Vorteile ergeben sich bei erhöhter Ansauglufttemperatur für die HC-Emissionen sowie für die Abgastemperatur, die deutlich höhere Werte erreicht (günstig für Light-Off-Temperaturen der

NO<sub>x</sub>-Speicher-Katalysatoren und Umsetzung unverbrannter Kohlenwasserstoffe vor allem in gealterten Katalysatoren).

### 5.3 Voruntersuchungen – Aufladeeffekte im Schichtbetrieb bei mittlerer Teillast

Der maximal zulässige Restgasgehalt ist beim reinen Schichtbetrieb im Bereich der oberen Teillast durch einen unteren Wert des globalen Luftverhältnisses ( $\lambda \approx 1,5$ ) begrenzt. Zusätzlich kann der Restgasgehalt aus Gründen der Laufruhe beim Umschalten in andere Betriebsarten limitiert sein. Die Stickoxidminimierung durch Abgasrückführung im oberen Teillastbereich wird damit eingeschränkt. Dazu ist es denkbar, Aufladeeffekte zu nutzen, um so ein höheres Luftverhältnis für eine höhere Restgasverträglichkeit zu erreichen. Abbildung 5.10 zeigt den Verlauf der Stickoxidemissionen im saugmotorischen Betrieb im Vergleich zum aufgeladenen Betrieb, bei welchem über die Drosselklappenstellung bzw. den Aufladegrad das globale Luftverhältnis über der Grenze von  $\lambda \approx 1,5$  konstant gehalten wurde.

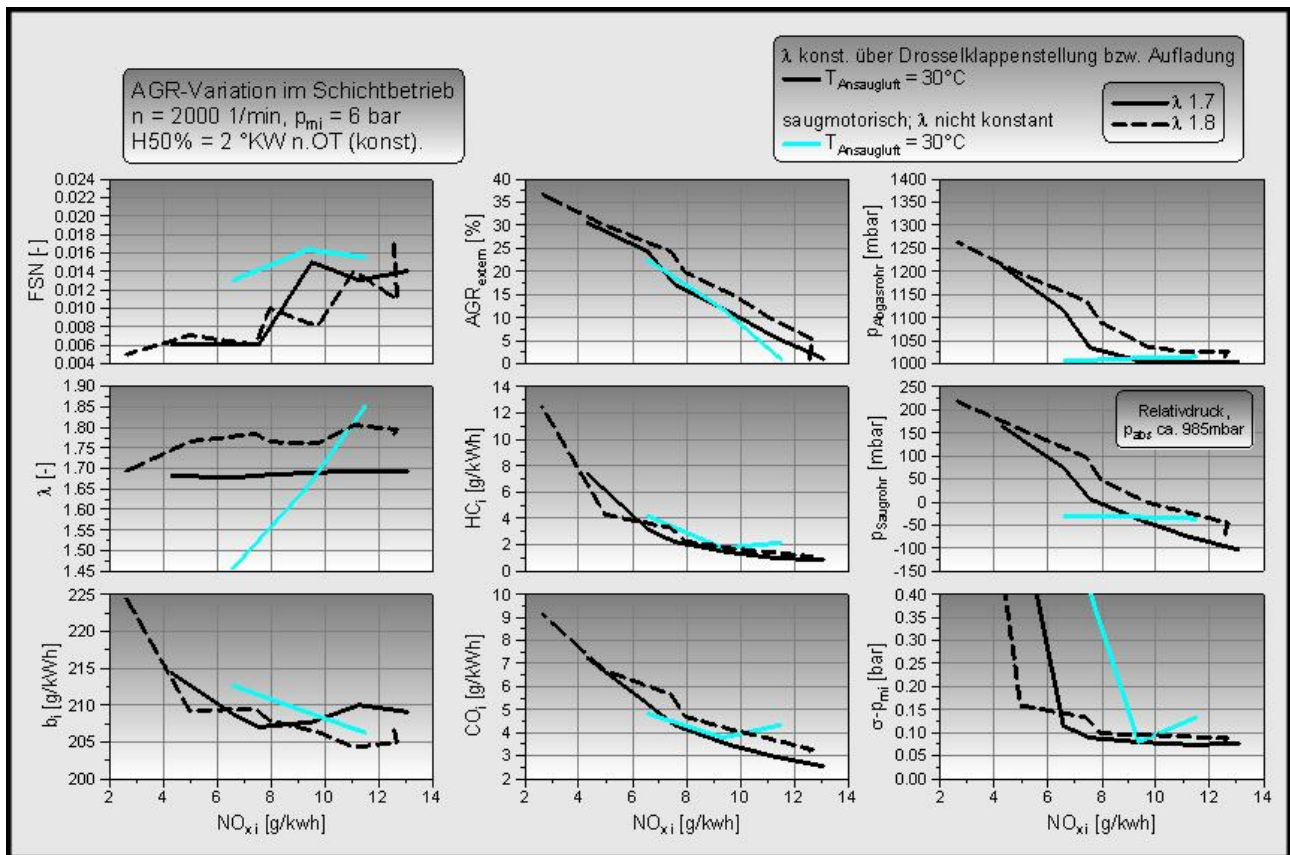
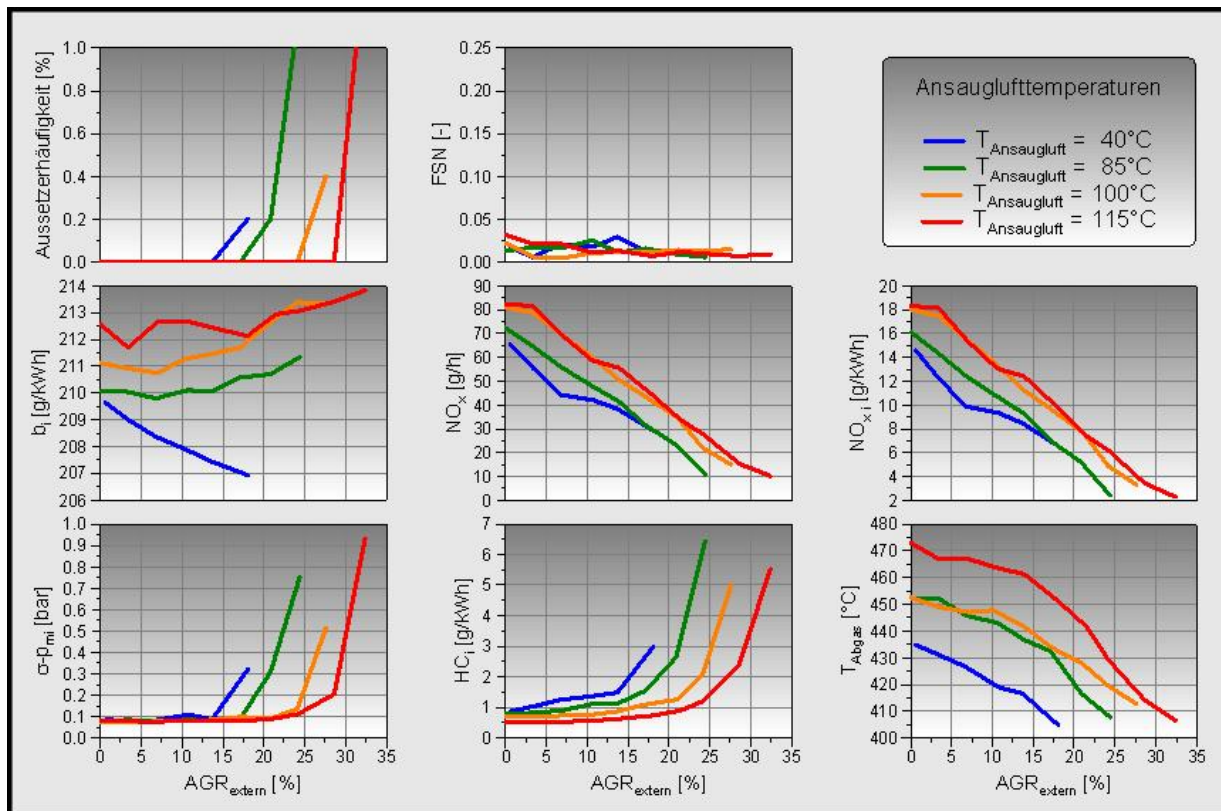


Abbildung 5.10: AGR-Var.,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 6$  bar – Aufladeeffekte

Durch den Einsatz der Aufladung zur Abmagerung können deutlich höhere Restgasgehalte realisiert werden. Hohe Rückföhraten und damit niedrigere Stickoxidemissionen sind aufgrund der günstigeren Laufruhe bei kleineren Schwärzungswerten anders als im saugmotorischen Betrieb darstellbar. Trotz des mit dem Ladedruck ansteigenden Gegendrucks ergeben sich aufgrund der besseren Umsetzung des eingesetzten Kraftstoffs kaum Kraftstoffverbrauchsachteile bei Aufladung bzw. erhöhter Temperatur.

## 5.4 Voruntersuchungen – Aufladeeffekte im Schichtbetrieb bei mittlerer Teillast in Kombination mit Ansaugluftvorwärmung

Abbildung 5.11 zeigt die Kombination der Nutzung von Aufladeeffekten zur Abmagerung und geheizter Ansaugluft. Der Ladedruck wurde bei nachgeführtem Abgasgedruck gerade so eingestellt, dass sich als globales Luft-Kraftstoff-Verhältnis  $\lambda = 1,7$  ergibt.

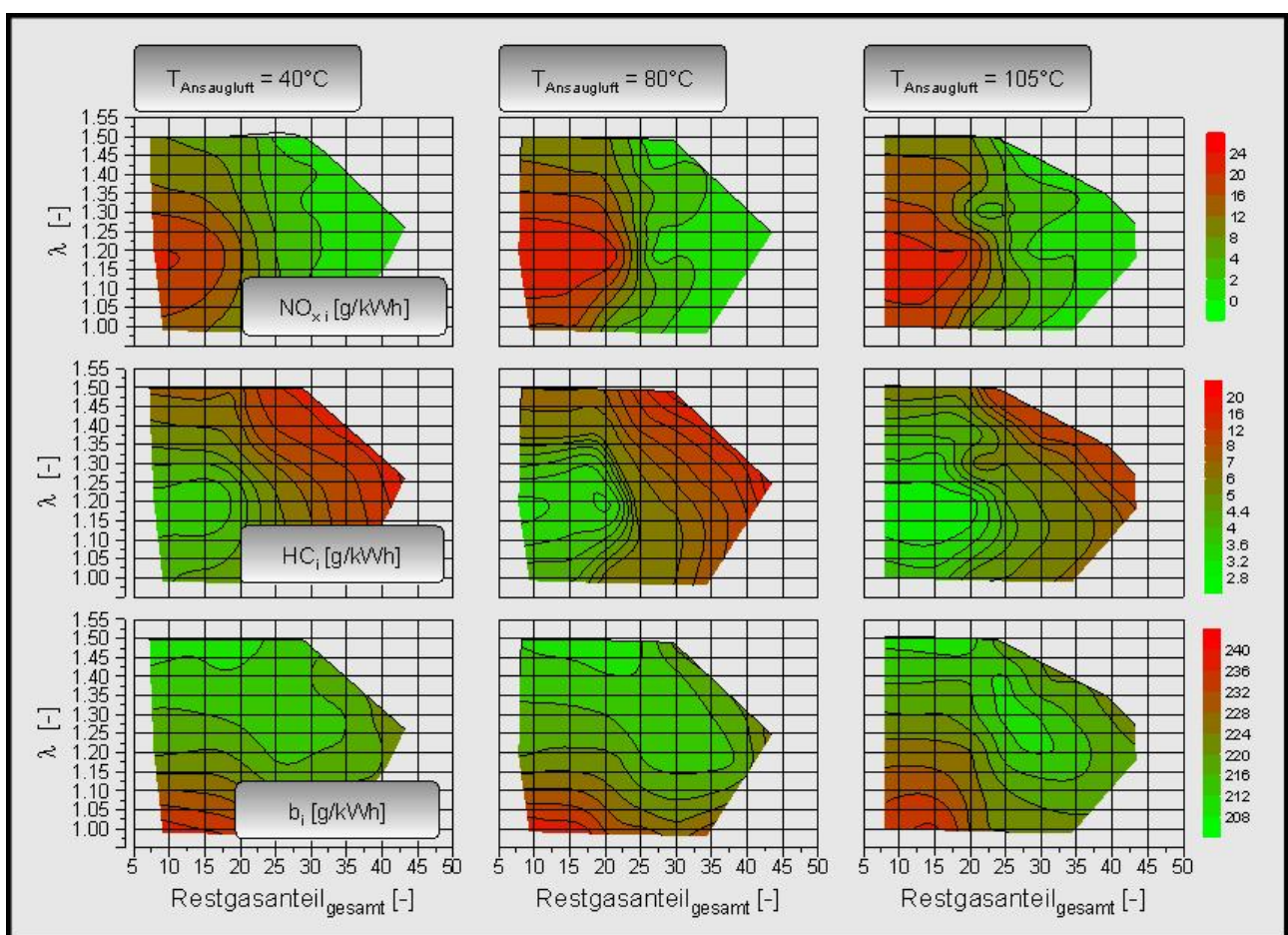


**Abbildung 5.11:** AGR-Var.,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 6$  bar – Aufladeeffekte in Kombination mit Ansaugluftvorwärmung

Mit steigender Temperatur wird eine deutlich höhere Restgasmenge bei gleichzeitig niedrigeren HC-Emissionen vertragen, die Laufunruhe- bzw. die Aussetzergrenze wird erst bei deutlich höheren Restgasgehalten überschritten. Der Kraftstoffverbrauch steigt dabei leicht mit der Temperatur an (höherer Aufladebedarf für  $\lambda =$  konstant und damit größere Ladungswechselverluste). Da höhere Restgasgehalte realisiert werden können, lassen sich auch niedrigere  $NO_x$ -Emissionen erreichen. Trotz positiver Effekte der Aufladung – insbesondere der Kombination mit der simulierten heißen AGR – bleibt die Betriebsart „Homogen-Schicht“ die günstigere Betriebsart, weshalb sich Untersuchungen in der mittleren Teillast auf diese konzentrieren (Kapitel 5.5). Problematisch erscheint vor allem die Laderauslegung mit dem Konflikt der Bereitstellung von hohem Ladedruck bei hohen AGR-Raten schon für die Teillast, deren Bedarf mit steigender Temperatur nochmals ansteigt. Eine Auslegung hinsichtlich optimaler Teillasteignung des Aufladesystems (hoher Ladedruck schon bei kleinen Volumenströmen) steht im Widerspruch zu einer Auslegung für die Vollast und im Widerspruch zu dem stark unterschiedlichen Ladedruck- bzw. Volumenstrombedarf in der Teillast zwischen entdrosseltem Betrieb (hoch) und (gedrosseltem)  $\lambda$ -1-Betrieb (niedrig).

## 5.5 Voruntersuchungen im Homogen-Schicht-Betrieb bei Ansaugluftvorwärmung

Ähnlich den Untersuchungen im reinen Schichtbetrieb wurde für den Homogen-Schicht-Betrieb anhand der Ansaugluftvorwärmung untersucht, inwiefern sich eine innere Abgasrückführung auch für diese Betriebsart nutzen lässt. Als ausreichend robust im mageren Bereich hat sich dabei die einfache Zündeinspritzung einer Kleinmenge Kraftstoff erwiesen, die in einem Zeitfenster ähnlich dem Schichtbetrieb vor dem Zündzeitpunkt abgesetzt wird. Um möglichst niedrige Stickoxidemissionen zu erzielen und im Bereich mittlerer Last das Entdrosselungspotential zu nutzen, sollte das Aggregat so mager wie möglich betrieben werden ( $\lambda > 1,2$ ). Dazu wurde untersucht, wie sich die Frischladung mit Abgas bzw. Luft verdünnen lässt ( $\lambda$ -AGR-Kennfelder).

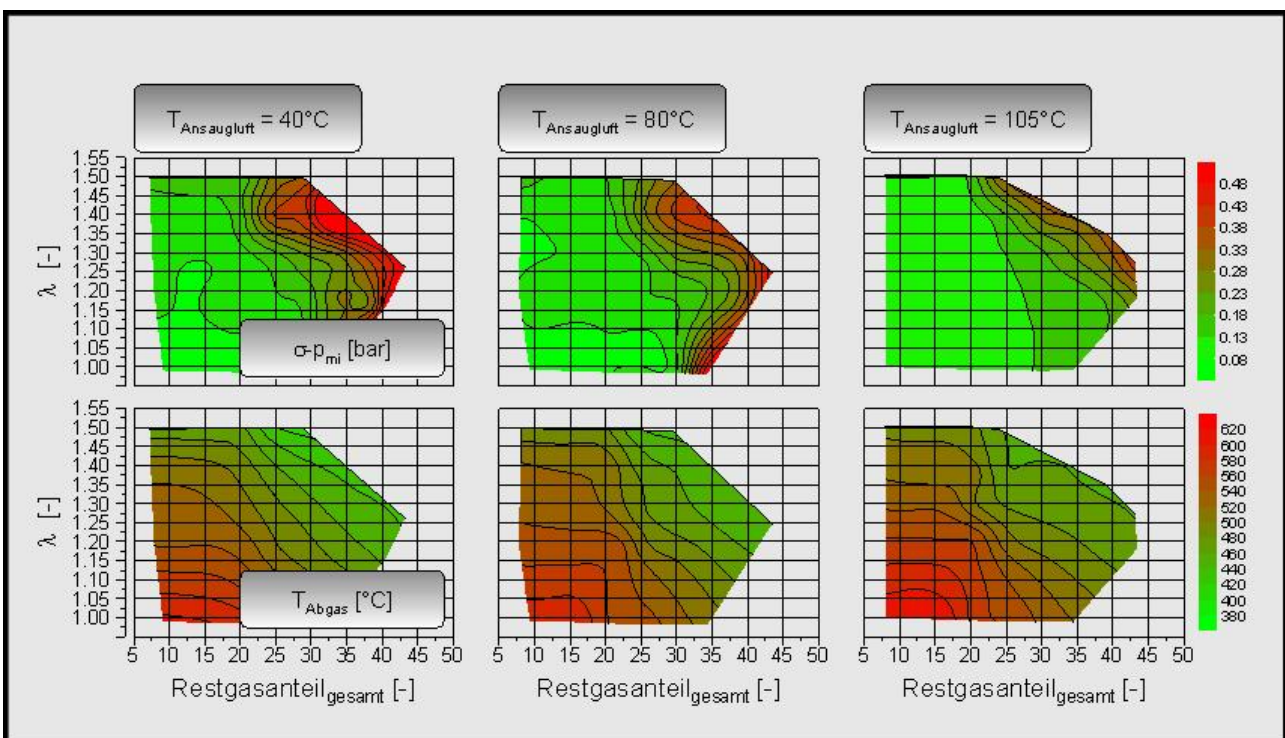


**Abbildung 5.12:**  $\lambda$ -AGR-Kennfelder,  $n = 2000$  1/min,  $p_{\text{mi}} = 6$  bar –  $b_i$ ,  $\text{HC}_i$ ,  $\text{NO}_{x,i}$  – Vergleich verschiedener Ansauglufttemperaturen

Abbildung 5.12 zeigt die Kennfelder für die Ansauglufttemperaturen von ca. 40, 80 und 105 °C. Mit zunehmender Abmagerung nimmt der Kraftstoffverbrauch durch zunehmende Entdrosselung ab.  $\lambda = 1,3 - 1,4$  stellt dabei das Optimum aus erzielbarem minimalen Kraftstoffverbrauch, akzeptabler Laufruhe und notwendiger Restgasverträglichkeit dar. Mit steigender Temperatur vergrößert sich der Bereich niedriger HC-Emissionen in Richtung höherer  $\lambda$ -Werte und Restgasgehalte. Bei gleichen Restgasgehalten ergeben sich – wie erwartet – leichte Nachteile bei den

NO<sub>x</sub>-Emissionen infolge der Temperatursteigerung. Können aber höhere Gesamtrestgasgehalte toleriert werden, werden auch niedrigere NO<sub>x</sub>-Emissionen erreicht.

Abbildung 5.13 zeigt die Laufruhe und die Abgastemperatur für die untersuchten Temperaturen. Die höchste Restgasverträglichkeit kann bei der höchsten Temperatur festgestellt werden (im Kennfeld größter grüner Bereich, der eine niedrige Laufunruhe repräsentiert). Im Homogen-Schicht-Betrieb ist ähnlich wie im Schichtbetrieb eine leichte Steigerung der Abgastemperatur bei gleichem Restgasgehalt feststellbar. Infolge der erhöhten Restgasverträglichkeit aufgrund der erhöhten Frischladungstemperatur kann das Abgastemperaturniveau im NO<sub>x</sub>-Zielbereich auf dem gleichen Niveau gehalten werden wie bei kalter Frischladung. Die Temperaturen bei den erforderlichen Restgasgehalten liegen dann ebenso im Arbeitsbereich des Abgasnachbehandlungssystems wie bei kalter Frischladung.

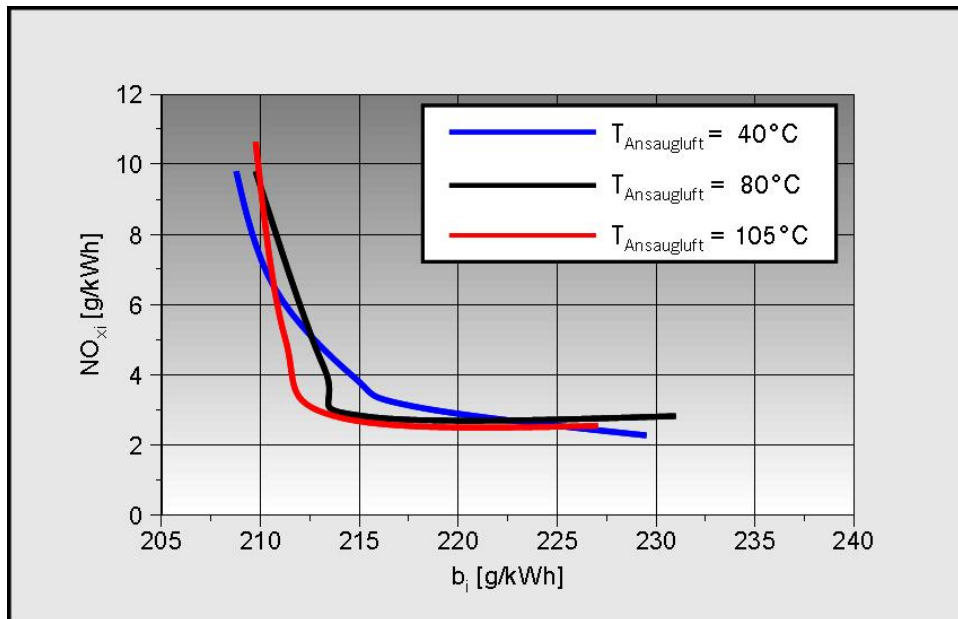


**Abbildung 5.13:** λ-AGR-Kennfelder, n = 2000 1/min, p<sub>mi</sub> = 6 bar – Laufruhe, Abgastemperatur – Vergleich verschiedener Ansauglufttemperaturen

Wird im Trade-off NO<sub>x,i</sub> – b<sub>i</sub> für die jeweilige Ansauglufttemperatur die Linie eingetragen, ab der die Laufruhegrenze σ-p<sub>mi</sub> 0,2 bar überschritten wird, ist der Vorteil der erhöhten Frischladungstemperatur für den Homogen-Schicht-Betrieb sehr deutlich erkennbar (Abbildung 5.14), es können niedrige NO<sub>x</sub>-Emissionen bei gleichzeitig niedrigem Kraftstoffverbrauch und damit guter Kraftstoffumsetzung erreicht werden (Bereich links unten im Diagramm).

Das Brennverzugs- und Brenndauerverhalten sowie die Beurteilung des Ladungswechsels befinden sich im Anhang (Abbildung A5, Abbildung A4). Brennverzug und -dauer sinken erwartungsgemäß mit steigender Temperatur.





**Abbildung 5.14:**  $\lambda$ -AGR-Kennfeld,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 6$  bar, Trade-Off  $b_i - NO_{x\ i}$  – Vergleich verschiedener Ansauglufttemperaturen

### Zusammenfassung

Durch Heizen der Frischladungstemperatur als Vorgriff auf eine heiße innere AGR können gegenüber konventioneller gekühlter AGR niedrigere  $NO_x$ -Emissionen und HC-Emissionen verbrauchsneutral ohne Laufruhe Nachteile auch im Homogen-Schicht-Betrieb erreicht werden. Gleichzeitig ergibt sich ein günstigerer Brennverlauf. Für die Beaufschlagung des Abgasnachbehandlungssystems sind aufgrund der erhöhten Restgasverträglichkeit (niedrigere Verbrennungsspitzen Temperaturen) moderat erhöhte Abgastemperaturen zu erwarten.



## 6 Rechnerische Vorauslegung für ein Konzept mit innerer AGR mittels Ventilhubumschaltung

Zur Einstellung des Restgases im Zylinder mittels innerer AGR können verschiedene Strategien angewandt werden (Kapitel 2.3.2). Ausgehend von der Basisvariante der Steuerzeiten soll eine Auslegung und Bewertung verschiedener Restgasstrategien in Kombination mit dem entdrosselten Schichtbetrieb erfolgen. Eine Optimierung erfolgt in Richtung niedriger Ladungswechselverluste bei ausreichender Füllung ( $\lambda \uparrow$ ) und ausreichendem Restgasgehalt, ohne in diesem Schritt Einflüsse einer veränderten Verbrennung zu kennen bzw. zu berücksichtigen (1-D-Rechnung). Bei der Kombination einer Restgasstrategie mit dem strahlgeführten Brennverfahren ist neben der Änderung der Zylinderinnentemperatur und Änderung der Wärmekapazität ein besonderes Augenmerk auf die Beeinflussung der Zylinderinnenströmung zu legen, da dieses Brennverfahren bisweilen sehr sensibel auf eine Änderung der Ladungsbewegung reagieren kann (Lufterfassung des Kraftstoffstrahls, Intensität und Richtung der Ladungsbewegung während der Entflammung). Gesondert zu betrachten sind die Auswirkungen von Inhomogenitäten in der Ladungsverteilung auf das jeweilige Brennverfahren (3-D-Rechnung).

### 6.1 1-D-Strömungssimulation Restgasstrategien

Zielsetzung der 1-D-Simulation ist die ladungswechelseitige Betrachtung von Restgasstrategien (Auslegung von Ventilerhebungskurven, Steuerzeiten) mit einem inneren Restgasanteil von ca. 15 % bzw. 25 % und mehr für den Schichtbetrieb. Dazu herangezogen wurde ein validiertes GT-Power-Modell des Vollmotors, der die Grundlage für die Einzylinderaggregate bildet. Ziel der Untersuchungen war die ladungswechelseitige Ermittlung der Steuerzeiten für Ein- und Auslassventile, für die ein möglichst niedriger (effektiver) Kraftstoffverbrauch bei vorgegebenem Restgasgehalt erreicht wird. Die Untersuchungen erfolgten exemplarisch für die Betriebspunkte  $n = 2000$  1/min bei  $p_{me} = 2$  bzw. 5 bar. Dies entspricht in etwa einem indizierten Mitteldruck von  $p_{mi} = 3$  bzw. 6 bar am Einzylinderaggregat. Modifiziert im Vergleich zum ursprünglichen Modell wurden lediglich die Ventilerhebungskurven. Es wurde zudem angenommen, dass sich die Verbrennung auch bei einem veränderten Restgasgehalt gleich verhält, da die Ladungswechselvorgänge und die Identifikation dabei auftretender möglicher Verluste im Vordergrund stehen. Die Basisvarianten bilden dabei die konventionellen Ventilerhebungskurven, um zu ermitteln, mit welchen Steuerzeiten sich ein möglichst hoher Restgasanteil bei geringstem Kraftstoffverbrauch darstellen lässt. Da als Grundlage der Vollmotor herangezogen wird, erfolgen Vergleiche auf Grundlage effektiver Größen.

#### 6.1.1 Basisvariante – konventionelle Ventilhübe

Die Auslegung dieser Ventilhübe erfolgte für eine optimale Füllung je nach Phasenlage für den gesamten Lastbereich des Motors. Für die Vollast wird dabei möglichst wenig internes Restgas angestrebt. Abbildung 6.1 zeigt die Ventilerhebungskurven der Basiskonfiguration sowie das Kraftstoffverbrauchs- und Restgaskennfeld über den Steuerzeiten EVÖ (IVO) und AVS (EVC). Ein möglichst hoher Restgasanteil – zunächst ca. 15 % – wird mit den konventionellen Ventilerhebungskurven nur über Abgasrückhaltung (frühes AVÖ/AVS, spätes EVÖ/EVS) erreicht.

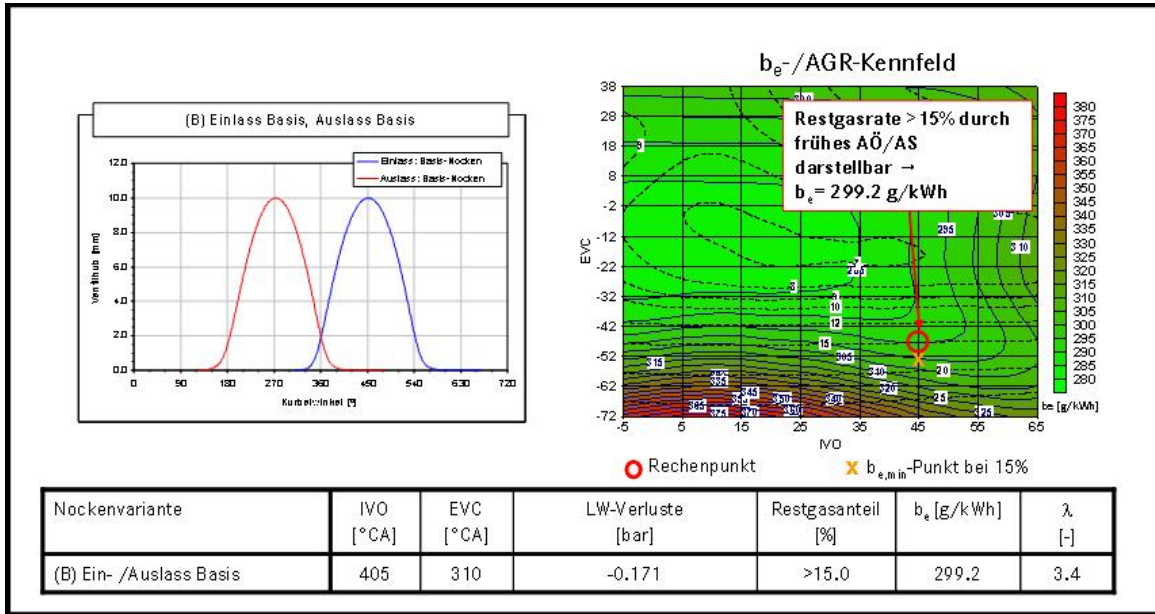


Abbildung 6.1: Restgasstrategien – mit Basisnocken erreichbarer Restgasgehalt und Kraftstoffverbrauch

Die damit verbundene Verschlechterung des Ladungswechsels (Abgaszwischenkompression) führt zur Prognose eines höheren Kraftstoffverbrauchs (Abbildung 6.2). Die Berechnung der Varia-

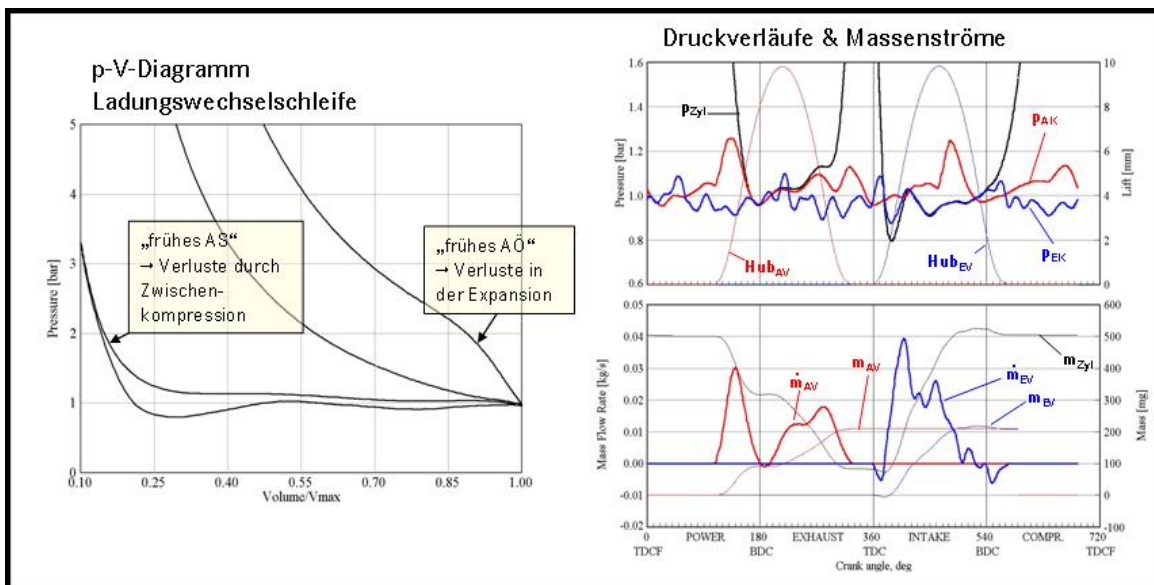


Abbildung 6.2: Restgasstrategien – Druckverläufe und Massenströme des Basisnockens bei  $b_{e, opt}$ .

tion der Einlass- und Auslasssteuerzeiten für die konventionellen Ventilhubes zeigt gleichzeitig auf, dass die Restgasstrategie „Abgasrückhaltung“ für den entdrosselten Schichtbetrieb weniger geeignet ist.

### 6.1.2 Auslasskanalrücksaugen

Eine weitere Variante bildet die Restgasstrategie „Rücksaugen aus dem Auslass“. Dazu wurden u. a. vier mögliche Ventilhubvarianten (Abbildung 6.3) seitens des Steuerzeiteinflusses auf den Ladungswechsel untersucht. Diese stellen eine prinzipielle Öffnungscharakteristik bzw. Wiederöffnungscharakteristik des Auslassventils dar (zunächst nur geeignet für elektrohydraulischen Ventiltrieb). Eine Auslegung der Nockenkonturen bzw. der Nockenwellen für einen variablen mechanischen Ventiltrieb (z. B. mit Ventilhubumschaltung) hat bezüglich auftretender Kräfte und Beschleunigungen separat zu erfolgen. Bei Realisierung dieser Ventilhuberhebungen in Form eines geschliffenen Nockens müssen dann z. B. Krümmungen, Steigungen und Übergänge des Verlaufs detailliert betrachtet und bewertet werden. Die jeweiligen Rücksaugnocken sind bei einem solchen System neben den Standardnocken vorzusehen.

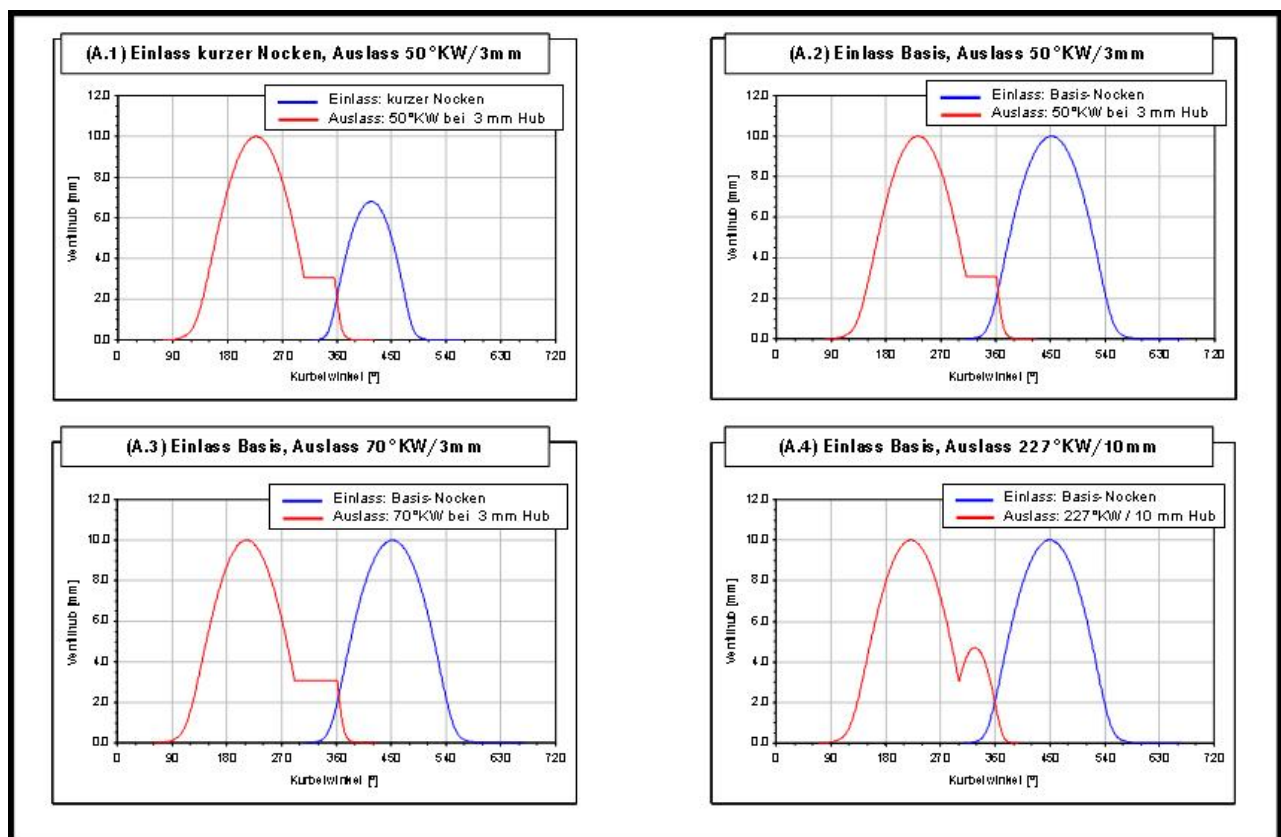
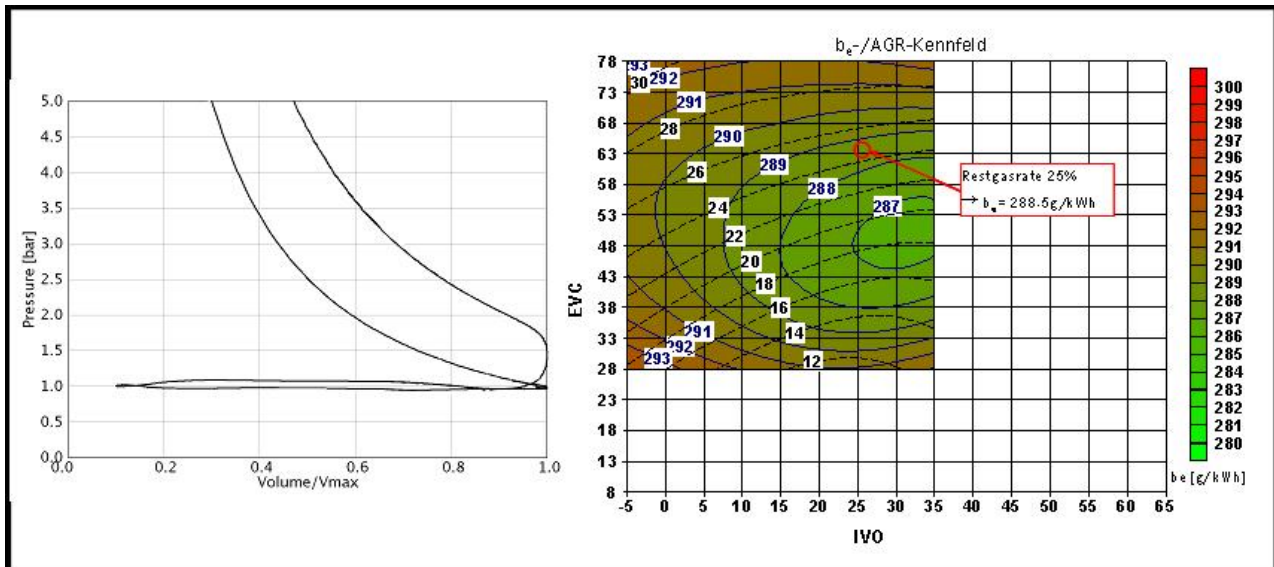


Abbildung 6.3: Auslassrücksaugen – untersuchte Ventilhubvarianten

Das beste Ergebnis lieferte dabei der breite Auslassnocken (Variante A.3). Es werden Restgasgehalte von  $> 25\%$  erreicht. Durch wirkungsgradgünstiges Öffnen verbessert sich die Ladungswechselerarbeit, die Abgaszwischenkompression entfällt. Ein Nocken mit wiederöffnender Charakteristik bringt aufgrund des geringen Hubvorteils und der geringen Druckdifferenzen zwischen Brennraum und Auslass keine Verbesserung. Ein schmaler Einlassnocken bringt eher Nachteile, da  $\lambda$  so groß wie möglich gehalten werden soll. Abbildung 6.4 zeigt für die Variante A.3 das p-V-Diagramm sowie das Kraftstoffverbrauchs- und Restgaskennfeld über den Steuerzeiten EVÖ (IVO) und AVS (EVC).



**Abbildung 6.4:** Auslassrücksaugen – erreichbarer Restgasgehalt und Kraftstoffverbrauchskennfeld Ventilhubvariante A.3

### 6.1.3 Einlasskanalrücksaugen

Eine weitere betrachtete Variante bildet das Rückschieben und anschließende Rücksaugen aus dem Einlass. Untersucht wurden folgende in Abbildung 6.5 dargestellten vier möglichen Ventilhubvarianten.

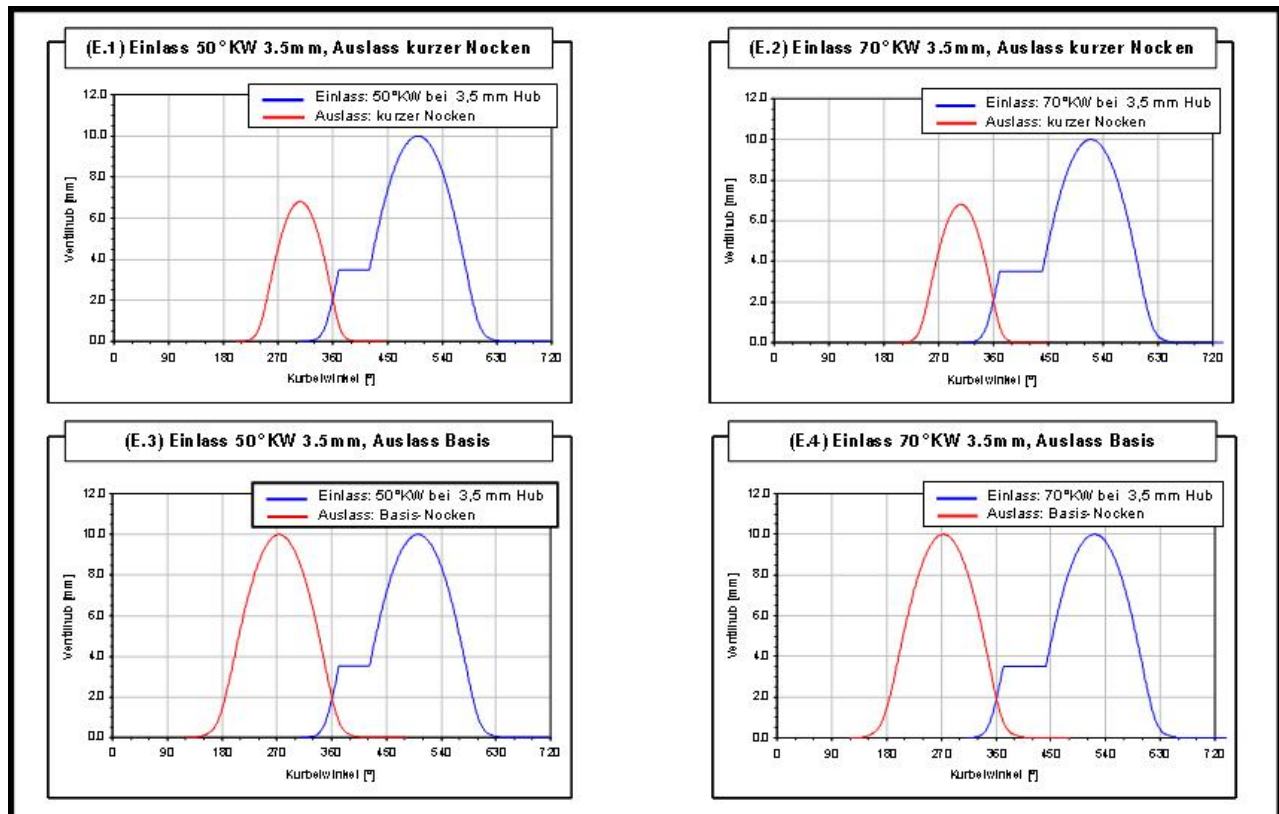
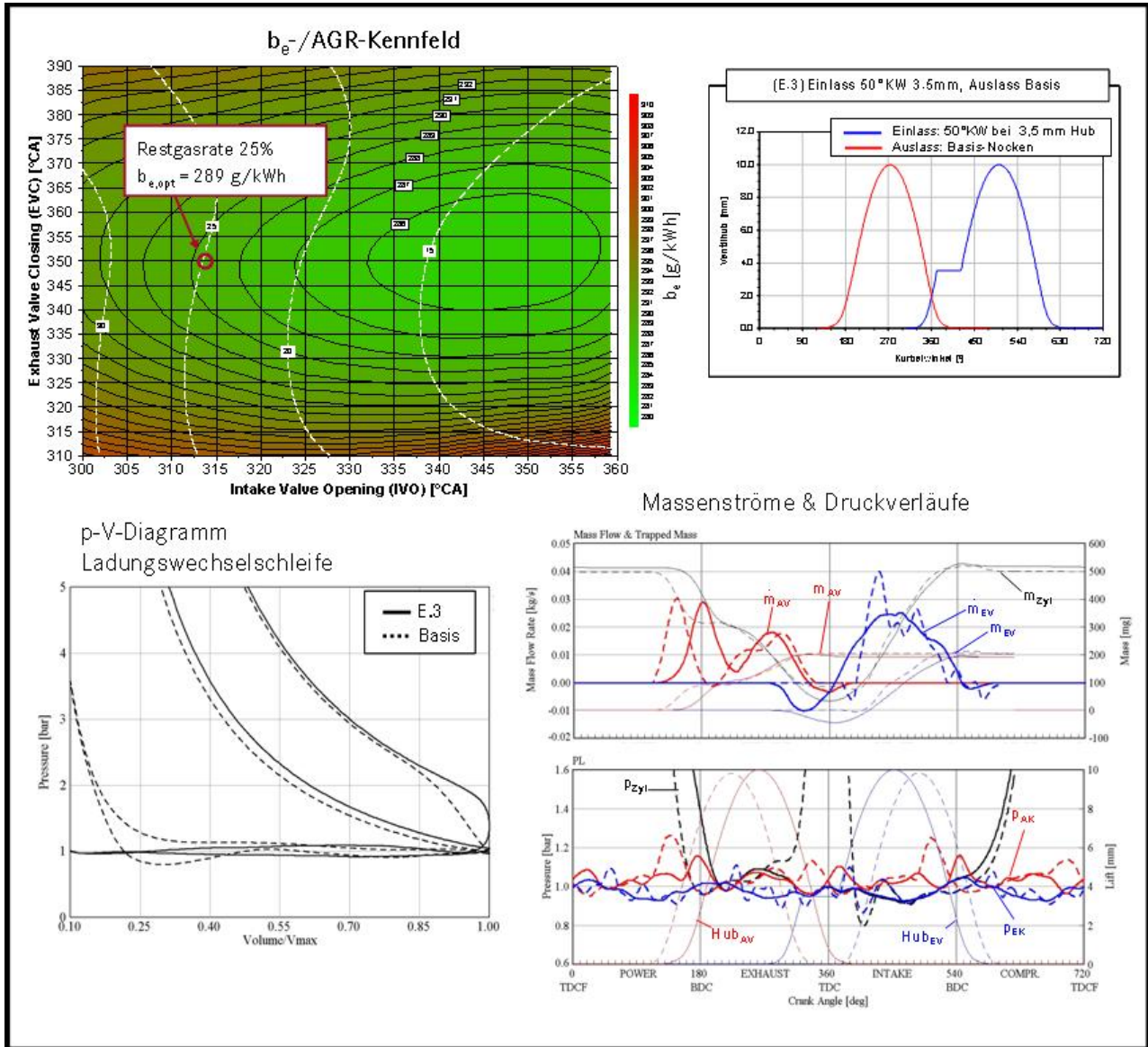


Abbildung 6.5: Einlassrücksaugen – untersuchte Ventilhubvarianten

Die Variante mit schmalen Auslassnocken (E.1) ermöglicht geringe Expansionsverluste, ist aber ungünstig wegen der hohen Ausschleubarbeit. Der Einlassnocken mit 50°KW Öffnungsbreite bei 3,5 mm Ventilhub ermöglicht eine Restgassteigerung auf 25 % bei geringen Ladungswechselverlusten. Der Einlassnocken mit 70°KW Öffnungsbreite bei 3,5 mm Ventilhub ist geringfügig zu breit. Es kommt sowohl in Kombination mit dem schmalen Auslassnocken (E.2) als auch mit dem konventionellen Auslassnocken (E.4) zum Ausschleiben von Frischluft, das globale Luftverhältnis sinkt.

Einen akzeptablen Kompromiss für die angestrebten Restgasgehalte und die Ausschleubarkeit erlaubt die Kombination des konventionellen Auslassnockens mit der 50 °KW Öffnungsvariante (E.3, detaillierte Ergebnisse in Abbildung 6.6).



**Abbildung 6.6:** Einlassrücksaugen – erreichbarer Restgasgehalt und Kraftstoffverbrauchskennfeld Ventilhubvariante E.3

Für Restgasgehalte  $\geq 25\%$  können längere Plateauanteile aber durchaus interessant sein. Die Überprüfung dieser Varianten kann aber nur im Versuch erfolgen, um die Auswirkungen der sehr hohen Restgasgehalte auf die magere bzw. geschichtete Verbrennung mit zu berücksichtigen.



Tabelle 6.1 zeigt den Vergleich der günstigsten Werte bei  $b_{e, \min}$  und  $AGR = 25 \%$  für die Betriebspunkte  $n = 2000 \text{ 1/min}$  und  $p_{me} = 2 \text{ bar}$  (jeweils erster Wert) bzw.  $p_{me} = 5 \text{ bar}$  (jeweils zweiter Wert). Detaillierte Auswertungen in Form eines Vergleichs der hier ermittelten besten Varianten befinden sich im Anhang A.4.

#### Restgasstrategie: „Rücksaugen aus Auslass“ über Auslassnocken-Design

Nockenvariante	LW-Verluste [bar]	Restgas [%]	$b_e$ [g/kWh]	Luftzahl $\lambda$ [-]
(B) Basis	-0.171/-0.197	>15/>15	299.2/239.9	3.4/2.2
(A.1) 50°KW/3mm+EV <sup>2</sup> kurz	-0.097/-0.117	25/25	290.0/245.6	2.9/1.4
(A.2) 50°KW/3mm+EV Std. <sup>3</sup>	-0.093/-0.081	25/25	289.1/243.7	3.2/1.5
(A.3) 70°KW/3mm+EV Std.	-0.082/-0.075	25/25	288.5/241.9	3.1/1.6
(A.4) 227°KW/10mm+EV Std.	-0.093/-0.083	25/25	289.4/243.6	3.2/1.5

#### Restgasstrategie: „Rücksaugen aus Einlass“ über Einlassnocken-Design

Nockenvariante	LW-Verluste [bar]	Restgas [%]	$b_e$ [g/kWh]	Luftzahl $\Lambda$ [-]
(E.1) 50°KW/3.5mm+AV <sup>4</sup> kurz	-0.118/-0.112	25/25	290.8/241.2	3.2/1.7
(E.2) 70°KW/3.5mm+AV kurz	-0.112/-0.112	25/25	290.7/241.4	3.0/1.6
(E.3) 50°KW/3.5mm+AV Std.	-0.087/-0.087	25/25	289.0/240.1	3.2/1.7
(E.4) 70°KW/3.5mm+AV Std.	-0.085/-0.088	25/25	289.2/241.5	3.0/1.5

<sup>2</sup> Einlassventil, <sup>3</sup> Standard, <sup>4</sup> Auslassventil

**Tabelle 6.1:** Restgasstrategien – Vergleich der Optima bei  $b_{e, \min}$  und  $AGR = 25 \%$  der untersuchten Ventilhubvarianten bei  $n = 2000 \text{ 1/min}$ ,  $p_{me} = 2$  bzw.  $5 \text{ bar}$

### Zusammenfassung 1-D-Simulation

Durch 1-D-Simulation konnte aufgezeigt werden, dass sich eine innere Abgasrückführung in Kombination mit heterogen-mageren Brennverfahren mittels spezieller Ventilerhebungskurven „verbrauchsneutral“ (ohne Berücksichtigung von Änderungen seitens der Verbrennung durch Restgas) darstellen lässt. Mithilfe dieser Berechnungen konnte weiterhin die Auslegung der benötigten Öffnungsquerschnitte insbesondere von Rücksaugvarianten für die versuchsseitige Betrachtung durchgeführt werden.

## 6.2 3-D-Strömungssimulation der Zylinderinnenströmung

Die Grundströmung im Zylinder ist ohne asymmetrische Einlasskanalgeometrien stark vom Kolben geprägt; es bildet sich während des Kompressionshubs die charakteristische Tumbleströmung aus. Diese zerfällt am Ende der Kompression bei Abnahme der mittleren Strömungsgeschwindigkeit in Turbulenz. Eine erhöhte Turbulenz steigert die turbulente Flammgeschwindigkeit. Untersuchungen an kalorimetrischen Druckkammern haben gezeigt, dass die vom Zündfunken in das Gas eingekoppelte Energie mit dem Druck steigt [31; 65]. Eine strömungsbedingte Verschiebung des Zündzeitpunkts zu höheren Drücken verbessert somit die Entflammungswirkung (späterer Zündzeitpunkt bei gleichem Umsatzschwerpunkt durch kürzere Brenndauer). Außerdem wird der Zündfunken durch die Strömung weiter ausgetragen, ein größeres Gemischvolumen kann vom Zündfunken erfasst werden. Die Strömungsgeschwindigkeit darf aber bestimmte Werte nicht überschreiten, um ein Verwehen des Zündfunkens bzw. Auslöschen der sich entwickelnden Flamme zu verhindern. Die Brennraumgeometrie des verwendeten Motors ist dabei genau auf das Brennverfahren abgestimmt, um sich innerhalb dieser Grenzen zu bewegen. Mit Hilfe von 3-D-Strömungsrechnungen der Zylinderinnenströmungen kann geklärt werden, ob bzw. wie sich die Strömungsverhältnisse infolge der Nutzung von erweiterten Variabilitäten im Ventiltrieb ändern. Es ist dabei davon auszugehen, dass auch bei Restgasstrategien mit internem Restgas die Ausbildung der Tumbleströmung nicht behindert bzw. keine Gegenströmung erzeugt werden darf. Damit bleibt die vorhandene Turbulenzintensität erhalten. Über Maßnahmen an der Zylinderkopfgeometrie (Auslasskanalmaskierung, Abbildung 6.7) könnte bei Bedarf zudem das Überströmen von Restgas vom Auslass- in den Einlasskanal beim Rücksaugen aus dem Auslasskanal verhindert werden, um „undefiniertes“ Ansauggemisch zu vermeiden, falls z. B. reines Auslassrücksaugen angestrebt wird.

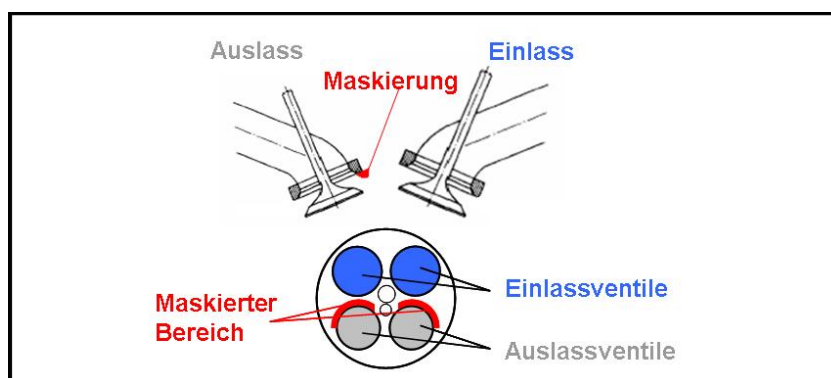


Abbildung 6.7: Auslassmaskierung – Schematische Darstellung

Neben der Abschirmwirkung einer möglichen Maskierung muss gleichzeitig deren Einfluss auf die Zylinderinnenströmung beim Rücksaugen sowie auch beim konventionellen Ventilhub untersucht werden. Die Maskierung soll die rückströmende Masse durch ungleiche Verteilung des Massenstroms über den unteren und oberen Ventilspalt ausrichten. Durch eine Reduzierung des Massenstroms über den oberen einlassventilnahen Ventilspalt und Verschiebung der Hauptströmung zum unteren Spalt hin soll die einlassseitige Tumbleströmung unterstützt bzw. nicht durch rückströmendes Restgas behindert werden. Ihre Wirksamkeit entfalten Ventilmaskierungen besonders bei kleinen Ventilhuben. Die im Kapitel 6.1.2 beschriebenen Ventilerhebungen erfüllen diese Kriterien bereits wegen der Verhinderung der Ventil-Kolben-Kollision bzw. der Auslassventil-Einlassventil-Kollision.

### 6.2.1 Beeinflussung der Zylinderinnenströmung durch alternative Restgasstrategien

Zur Beurteilung der Beeinflussung der Zylinderinnenströmung sowie der Bewertung der Wirksamkeit einer möglichen Auslassventilmaskierung sind 3-D-Ladungswechselanalysen mit dem Programm STAR-CD (Star 4.08) für das Auslassrücksaugen (Ventilhubvariante A.3 aus der 1-D-Simulation) und Randbedingungen aus Indiziererergebnissen des Schichtbetrieb-Lastpunkts  $n = 2000 \text{ 1/min}$  bei  $p_{mi} = 3 \text{ bar}$  vorgenommen worden.

In Abbildung 6.8 sind als Ergebnis die Werte der Tumblezahl<sup>2</sup> sowie der Turbulenzintensität während des Ausschlebens (bis  $180^\circ \text{KW}$ ) und des anschließenden Saug- und Kompressionshubs dargestellt. Bei konventionellem Ventilhub gibt es kaum Unterschiede zwischen der Geometrie ohne und mit Maskierung.

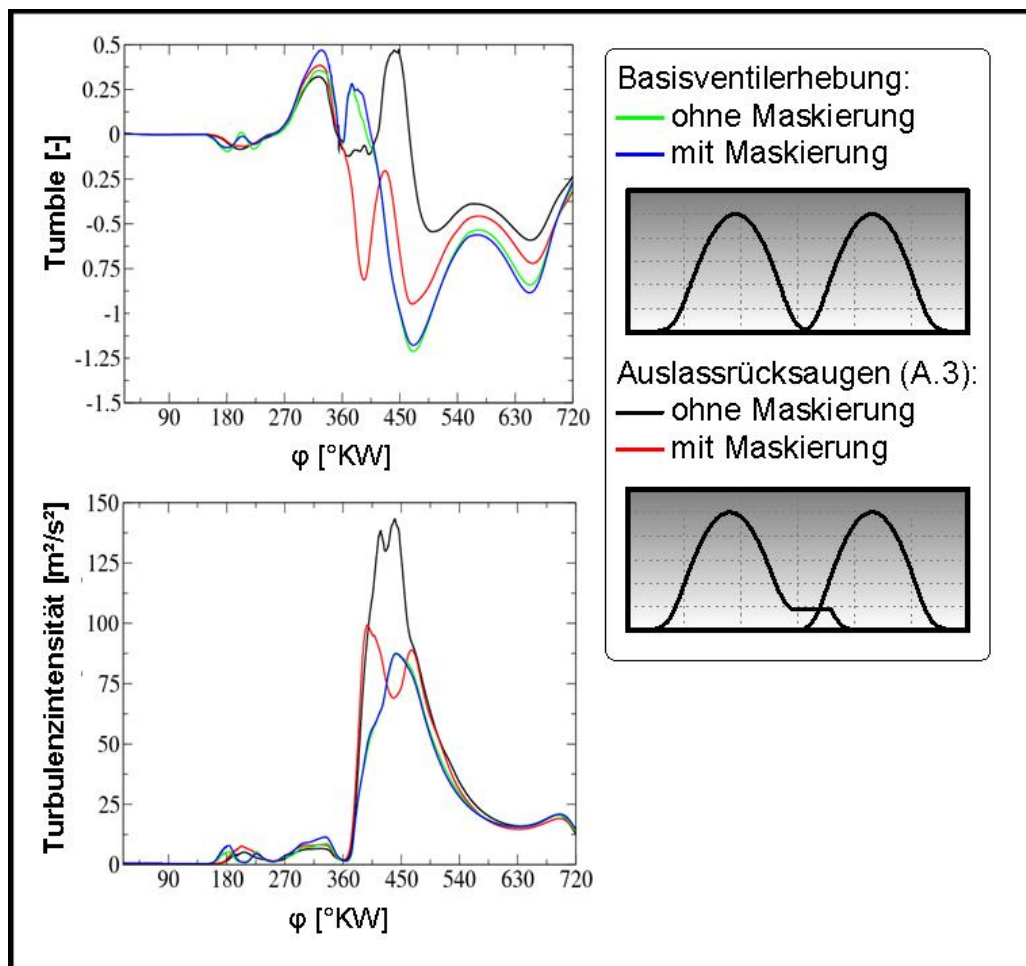


Abbildung 6.8: Auslassmaskierung - Ergebnisse 3-D-Strömungsrechnung (Tumble und Turbulenz)

<sup>2</sup>Die Tumblezahl  $T$  ist ein Maß für die Drehbewegung der Strömung um eine Achse senkrecht zur Zylinderachse:

$$T = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2}}{2 \dot{V}^2 \rho} d_{Zyl}$$

$M_x$ ,  $M_y$ , sind die Momente um die betreffende Achse,  $d_{Zyl}$  ist der Zylinderdurchmesser,  $\rho$  die Dichte und  $\dot{V}$  der Volumenstrom.

Bei Kombination „Auslassrücksaugen“ mit der konventionellen Brennraumgeometrie ohne Mas-  
kierung ergibt sich über den Saughub (360 °KW - 540 °KW) ein zu den anderen Verläufen  
abweichender Verlauf. Weiterhin deutet ein sich ausbildender Gegentumble<sup>3</sup> auf eine Störung  
im Strömungsfeld bzw. bei der Entwicklung des Strömungsfeldes mit zunehmendem Ventilhub  
hin. Während der Kompression verhalten sich dann alle Strömungen wieder nahezu gleich und  
erreichen zum Ende des Kompressionshubs das gleiche Turbulenzniveau.

### **Beeinflussung des Kraftstoffstrahlkegels durch Rücksaugstrategien**

Rücksaugstrategien sollen in erster Linie in Verbindung mit dem Magerbetrieb und dabei mit  
den Brennverfahren „Homogen-Schicht-Betrieb“ bzw. „Schichtbetrieb“ zur Anwendung kom-  
men. Zum Zeitpunkt der Einspritzung (ab ca. 30°KW v.ZOT), welche sensibel auf Ladungsbe-  
wegung reagieren kann, und der anschließenden Zündung und Entflammung des heterogenen  
Gemischs ist der Ladungswechsel bereits lange abgeschlossen. Aufgrund der deutlichen Im-  
pulsunterschiede zwischen Ladungsbewegung und Kraftstoffstrahl sollten keine gravierenden  
Unterschiede in der Beeinflussung des Kraftstoffstrahls infolge der durch die Restgasstrategie  
bzw. die Brenngeometrien verursachten Unterschiede der Ladungsbewegung erzeugt werden.  
Die simulativen Betrachtungen zeigen aber die Tendenz, dass sich für die Tumblezahl zum  
Zeitpunkt des SOI nach ihrem Betrag die niedrigsten Werte für das „Auslassrücksaugen“ mit  
Basiskonfiguration ergeben. Aufgrund der detektierten Anfälligkeit der Schichtladung auf die  
gerichtete Tumbleströmung sollte diese Variante besonders günstig für den Schichtbetrieb sein.

---

<sup>3</sup>Tumble mit zur Grundströmung entgegengesetzter Drehrichtung

### Bewertung der Wirksamkeit der Brennraumgeometrie mit Maskierung

Abbildung 6.9 zeigt die Ergebnisse für den Restgasanteil sowie die Strömungsgeschwindigkeiten im Zylinder und den Kanälen exemplarisch für 20 °KW n.GOT, einem Zeitpunkt, zu dem beide Ventile geöffnet sind und sowohl Frischladung als auch Restgas angesaugt werden. Die Rechnungen starten jeweils im Expansionshub des vorangegangenen Arbeitsspiels.

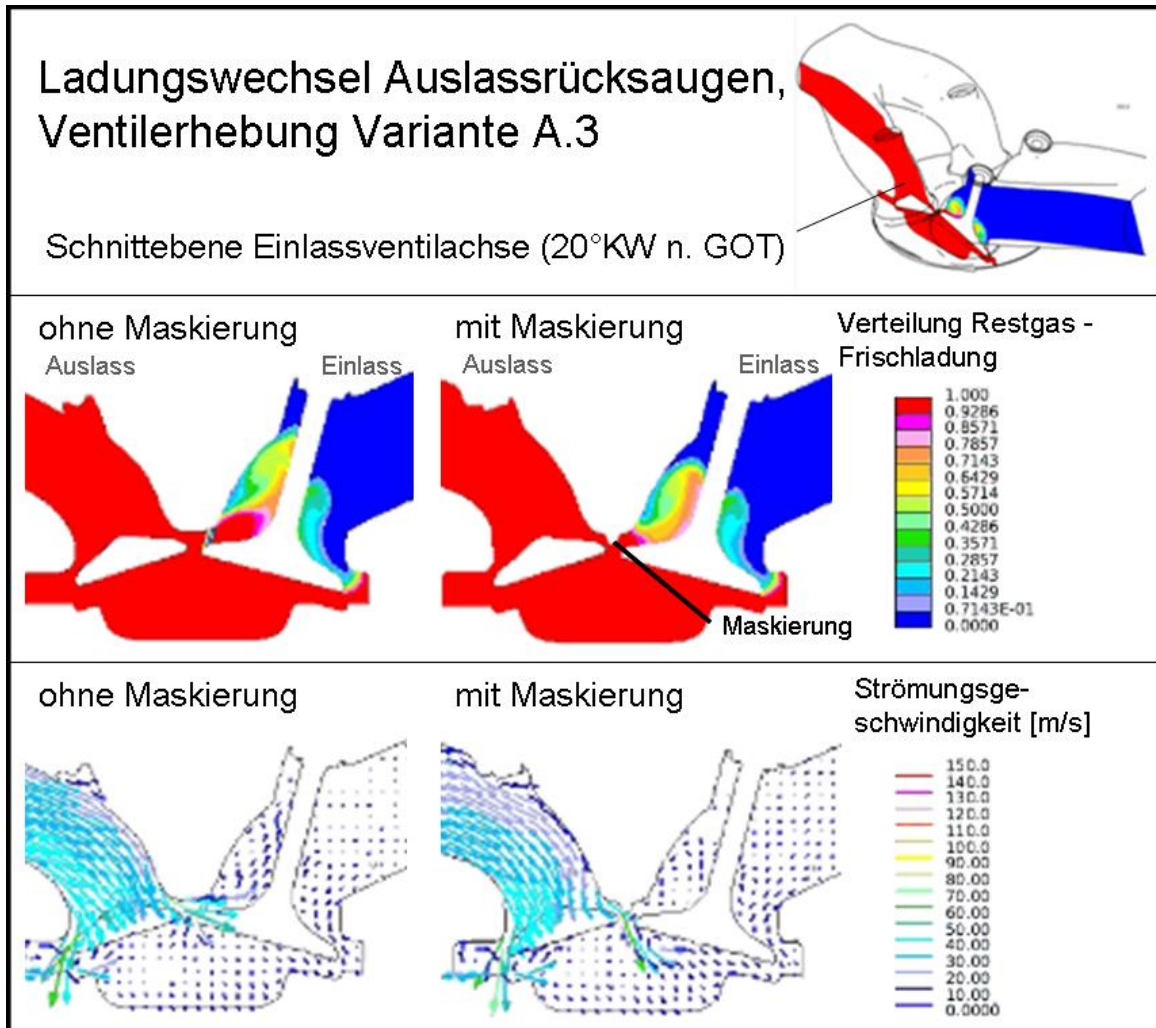
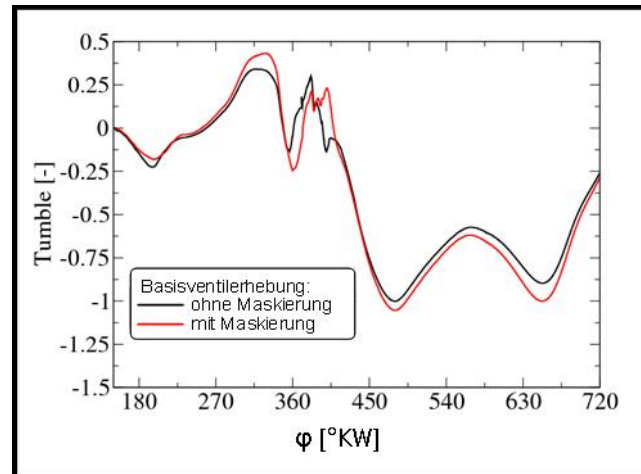


Abbildung 6.9: Auslassmaskierung – Ergebnisse 3-D-Strömungsrechnung

Deutlich zu erkennen ist das Rückströmen von Restgas in den Einlasskanal bei der Geometrie ohne Maskierung. Bei der Geometrie mit Maskierung wird das Rückströmen reduziert (rot dargestellter Anteil von Restgas im Einlasskanal), Geschwindigkeitsvektoren mit größerem Betrag ergeben sich im einlassventilabgewandten Teil des Auslassventilöffnungsquerschnitts. Gleichzeitig wird die Einlassströmung nicht negativ beeinflusst (Ergebnisse in Abbildung 6.8).

## Bewertung der Volllasttauglichkeit der Brennraumgeometrie mit Maskierung

In rechnerischen Ladungswechselanalysen für Volllastmassenströme über die Ein- und Auslasskanäle bei konventionellen Ventilhuben konnte seitens der Auslassmaskierung keine andersartige Beeinflussung der Ladungsbewegung (Ausbildung Tumble, Tumblestärke und anschließende Turbulenzintensität; Abbildung 6.10) im Vergleich zur Basisgeometrie festgestellt werden. Einflüsse der Maskierung auf das Volllastverhalten unabhängig von der Ladungsbewegung (z. B. Temperatur am Brennraumdach, Kühlung etc.) können erst im Versuch ermittelt werden.



**Abbildung 6.10:** Auslassmaskierung – Ergebnisse 3-D-Strömungsrechnung (Tumble) mit Volllastmassenströmen, exemplarisch für  $n = 5000 \text{ 1/min}$

## Zusammenfassung 3-D-Simulation

Mittels 3-D-Simulation ist der Einfluss der Restgasstrategie „Auslassrücksaugen“ auf die Zylinderinnenströmung betrachtet worden. Dabei zeigten sich in der betrachteten Ausschiebe- bzw. der Kompressionsphase nur geringe Unterschiede zwischen konventionellem Ventilhub und der Variante „Auslassrücksaugen“. Größere Differenzen ergeben sich während der Ansaugphase für Frischladung, die sich in abgeschwächter Form bis zum Ende der Kompressionsphase erhalten. Dabei zeichnete sich die Variante „Auslassrücksaugen“ in Kombination mit der Basiszylinderkopfgeometrie durch ein besonders niedriges Tumbelniveau aus. Eine niedrige Geschwindigkeit der gerichteten Strömung dürfte sich günstig in Hinblick auf eine geringere Beeinflussung des Kraftstoffstrahls bzw. des -sprays bei Schichtladungsbetrieb auswirken. Für alle Varianten ergibt sich das gleiche Turbulenzniveau. Aufgrund des langen Zeitraums zwischen dem Zumischen von Restgas bis zum Einleiten der Verbrennung kann von einer guten Durchmischung bzw. der Gleichverteilung des Restgases während Verbrennung ausgegangen werden. Die Brennraumgeometrie mit Auslassmaskierung kann bei Bedarf ein Überströmen von rückgesaugtem Restgas in den Einlasskanal beim Rücksaugen aus dem Auslass verhindern, zeichnet sich aber sonst nicht durch eine gravierende Beeinflussung der Zylinderinnenströmung bei Teil- sowie bei Volllast aus.

# 7 Die Kombination von innerer AGR und strahlgeführtem Brennverfahren – Versuchsergebnisse

## 7.1 Abgasrückhalten

### 7.1.1 Abgasrückhalten im Schichtbetrieb

Abgasrückhalten über frühes Schließen der Auslassventile und spätes Öffnen der Einlassventile stellt die einfachste Variante der Realisierung hoher innerer Restgasraten dar. Durch Begrenzung des Anstiegs der steigenden bzw. fallenden Flanke der Nockenkontur sind deren Breite Grenzen gesetzt. Da bei einer definierten Mindestbreite für das Erreichen eines gewissen Restgasgehalts auch die Auslass-Öffnet-Steuerzeit begrenzt ist, erfordert ein über Rückhalten zu erzielender hoher Restgasgehalt ( $> 25\%$ ) auch eine erhebliche Verkleinerung des Ventilhubes. Gegenüber großen konventionellen Ventilerhebungen im entdrosselten Betrieb bedeutet eine kleinere Ventilerhebung zur Steigerung des Restgasgehalts eine Verschlechterung des Ladungswechsels (Drosselung, Abgaszwischenkompression). Weiterhin ist aus Untersuchungen von [35; 54] bekannt, dass sich die Intensität der Ladungsbewegung während der Kompressionsphase bei Rückhalteventilerhebungen gegenüber konventionellen Ventilerhebungen verringert. Dies kann das Gesamtverhalten vor allem hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs durch einen erhöhten Brennverzögerung und eine längere Brenndauer negativ beeinflussen und die positiven Effekte einer möglicherweise durch die Temperatur verbesserten Gemischaufbereitung kompensieren. Die innere AGR über Rückhalten lässt die höchsten Temperaturen erwarten, da Wärmeverluste insbesondere beim Aus- und Einströmen vermieden werden. Um das Verhalten des strahlgeführten Brennverfahrens unter realistischen Bedingungen (sehr) heißer AGR durch Rückhalten beurteilen zu können, wurden verschiedene Varianten mittels moderater Reduzierung der Ventilöffnungsquerschnitte am AVT-Einzylinderaggregat untersucht.

Abbildung 7.1 zeigt exemplarisch Ventilerhebungen zum Erzielen des geforderten Restgasgehalts über Rückhalten ohne eine allzu große Verschlechterung des Ladungswechsels.

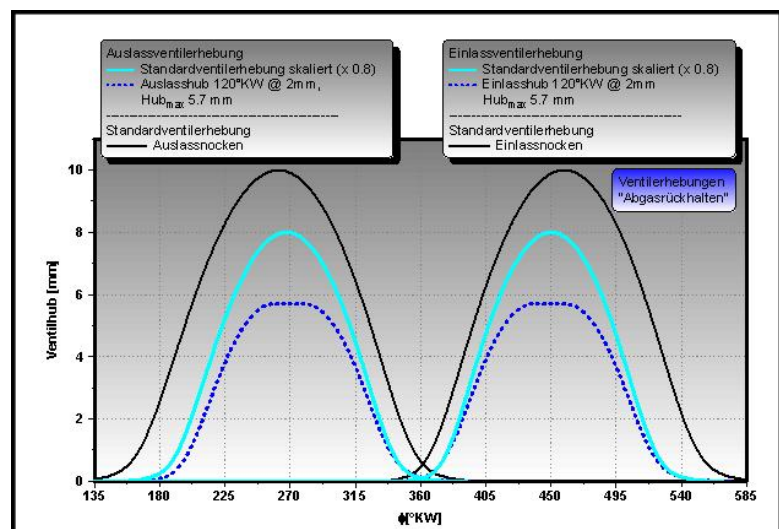


Abbildung 7.1: Abgasrückhalten – Ventilerhebungen Einzylinderversuch

In Abbildung 7.2 sind die Ergebnisse der Einzylinderversuche im Schichtbetrieb in der unteren Teillast ( $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar) dargestellt. Dabei wurde angestrebt, die externe AGR im Schichtbetrieb vollständig durch eine interne AGR zu ersetzen.

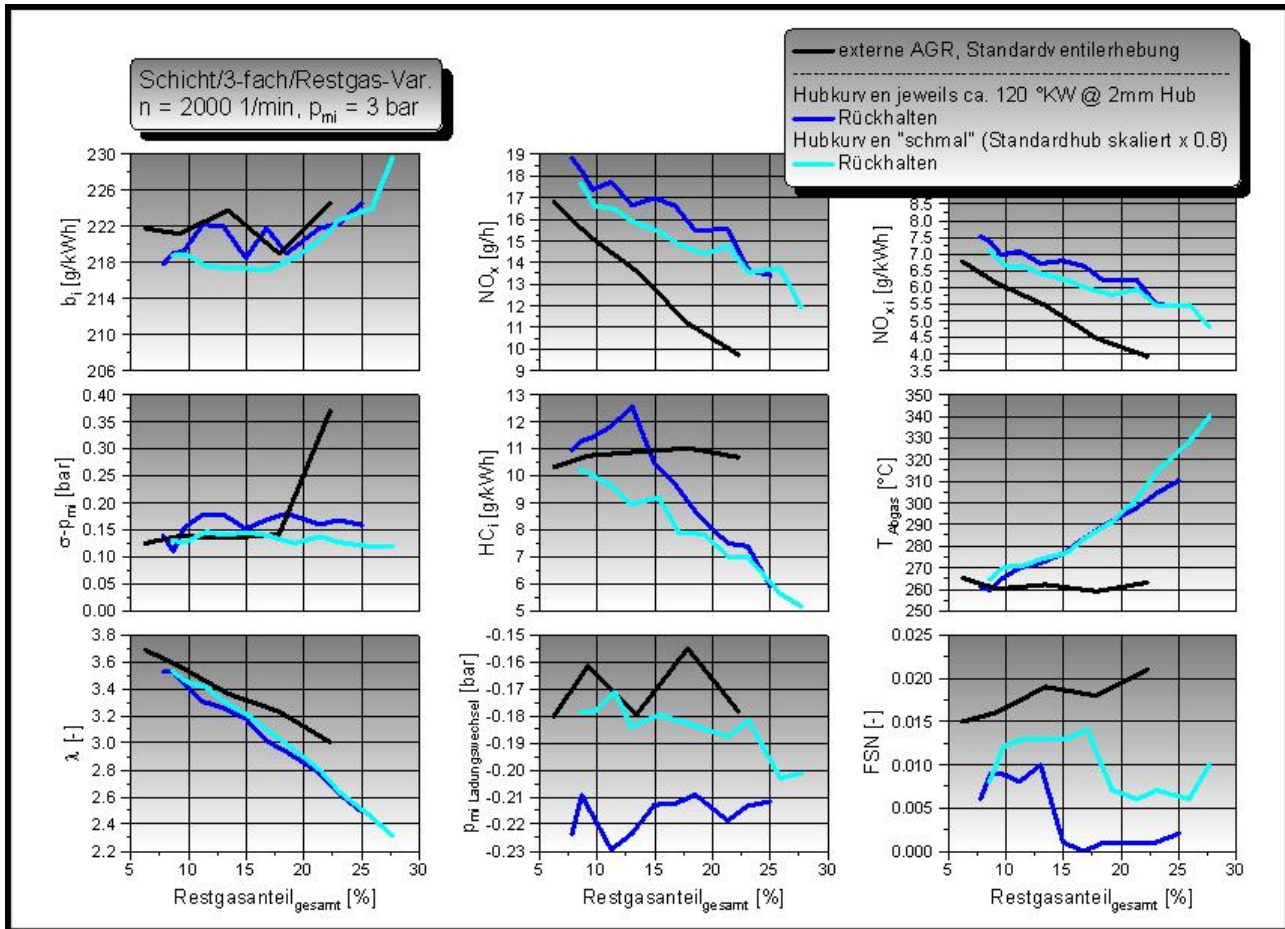


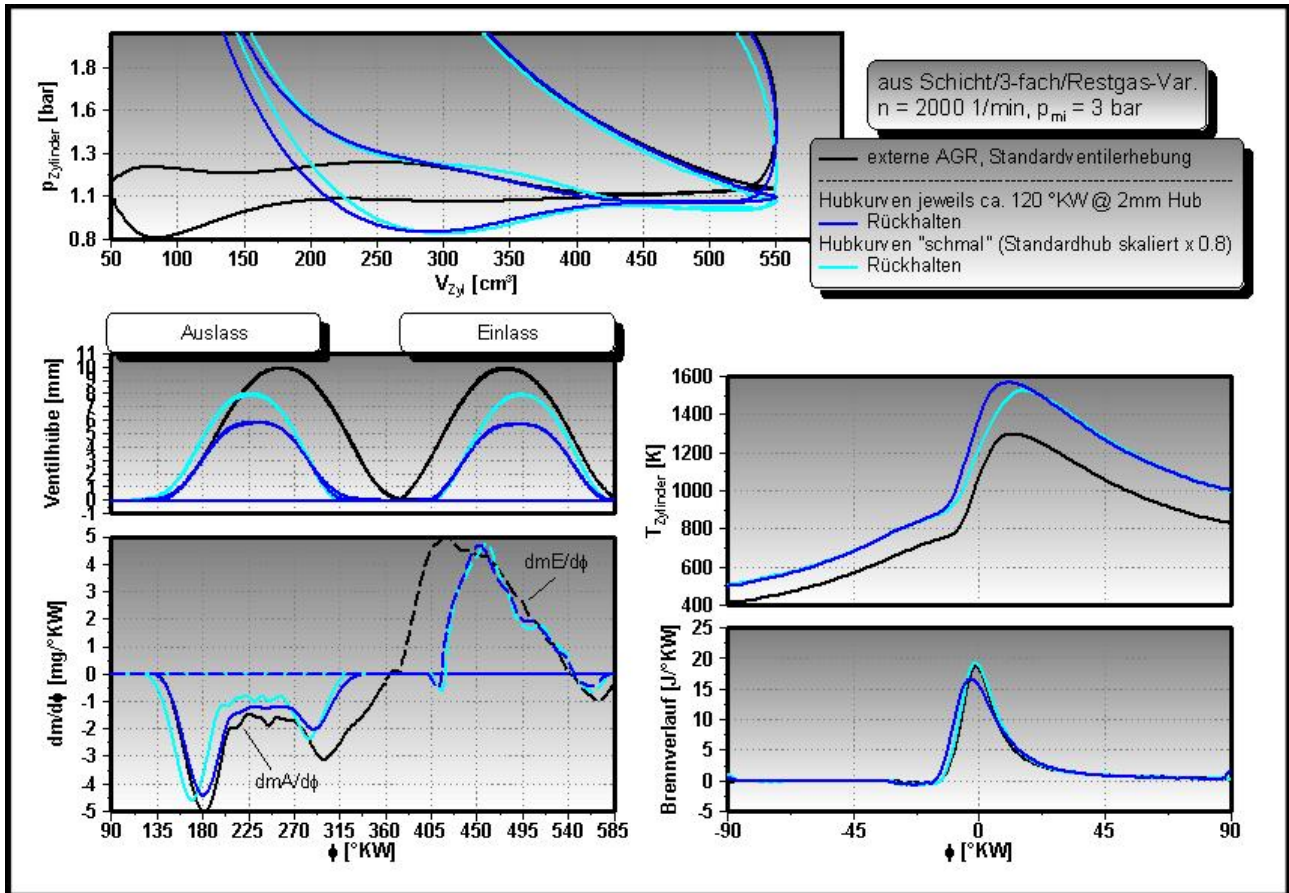
Abbildung 7.2: Abgasrückhalten – Restgas-Var.,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar

Die untersuchten Varianten der Abgasrückhaltung zeigen gegenüber externer AGR zunächst keine Kraftstoffverbrauchsnachteile. Weiterhin ergibt sich eine deutliche Erhöhung der Abgas-temperatur hin zu den für magere Abgasnachbehandlungssysteme günstigeren Bereichen. Die sinkenden HC-Emissionen sowie die geringere Laufunruhe auch bei hohen Restgasgehalten sind ein Indikator für Vorteile bei der Gemischbildung und Entflammung bzw. der Umsetzung des Kraftstoffs. Deutlich erhöht sind hingegen die Stickoxidemissionen bei Restgasgehalten von ca. 25 %. Für magere Abgasnachbehandlungssystem anzustrebende Werte von ca. 10 g/h und darunter werden deutlich verfehlt, da die notwendigen höheren Restgasgehalte mit der Variante Abgasrückhalten nicht (verbrauchsneutral) erreicht werden können. Eine noch größere „Unterschneidungsphase“ führt zu Abgaszwischenkompression bzw. Expansionsverlusten im Arbeitstakt. Die Auswahl kleinerer Ventilöffnungsquerschnitte ist ebenfalls nicht zielführend; Ladungswechsel- bzw. Strömungsverluste an den Ventilen bzw. durch Zwischenkompression nehmen weiter zu. Die Variante Abgasrückhalten führt auch zu den höchsten Temperaturen der Frischladung mit der Folge von Klopfereignissen schon im Bereich mittlerer Teillast. Zudem ist eine Klopfregelung über eine Spätverstellung des Zündzeitpunkts für den Schichtbetrieb aus Laufunruhegründen ausgeschlossen. Diese Ergebnisse bestätigen die Berechnungsprognosen, dass



Abgasrückhalten für magere, nahezu vollständig entdrosselte fremdgezündete Brennverfahren eher ungeeignet ist.

Abbildung 7.3 zeigt die Druckverlaufsanalyse für den untersuchten Betriebspunkt mit jeweils dem größtmöglich vertragenen Restgasgehalt ( $\sigma$ - $p_{mi}$ -Grenze = 0,2 bar).



**Abbildung 7.3:** Abgasrückhalten – Restgas-Var.,  $n = 2000 \text{ 1/min}$ ,  $p_{mi} = 3 \text{ bar}$  – Druckverlaufsanalyse und Ladungswechselanalyse

Nachteilig sind sowohl die Abgaszwischenkompression ( $p$ - $V$ -Diagramm) für den Kraftstoffverbrauch als auch die deutlich erhöhten, mittleren Frischgastemperaturen für die Stickoxidbildung bei Abgasrückhaltung gegenüber externer AGR (Diagramm  $T_{Zylinder}$ ), ohne dass ein höherer Gesamtrestgasgehalt verbrauchsneutral realisiert werden kann. Dennoch zeigen diese Ergebnisse, dass sich innere AGR mit geschichteten Magerbrennverfahren kombinieren lässt. Die deutliche Erhöhung der Abgastemperatur in für Abgasnachbehandlungssysteme günstige Bereiche ( $> 300 \text{ °C}$ ) ist vorteilhaft. Der Bereich der Frischladungstemperaturen sollte aber zwischen den mittels externer AGR und Abgasrückhalten erzielbaren Werten liegen.

### 7.1.2 Abgasrückhalten im Homogen-Schicht-Betrieb

Mit den gleichen Ventilhubvarianten wie im Schichtbetrieb wurde das Verhalten bei Abgasrückhaltung im Homogen-Schicht-Betrieb untersucht (Ergebnisse exemplarisch für  $n = 2000$  1/min bei  $p_{mi} = 6$  bar Abbildung 7.4).

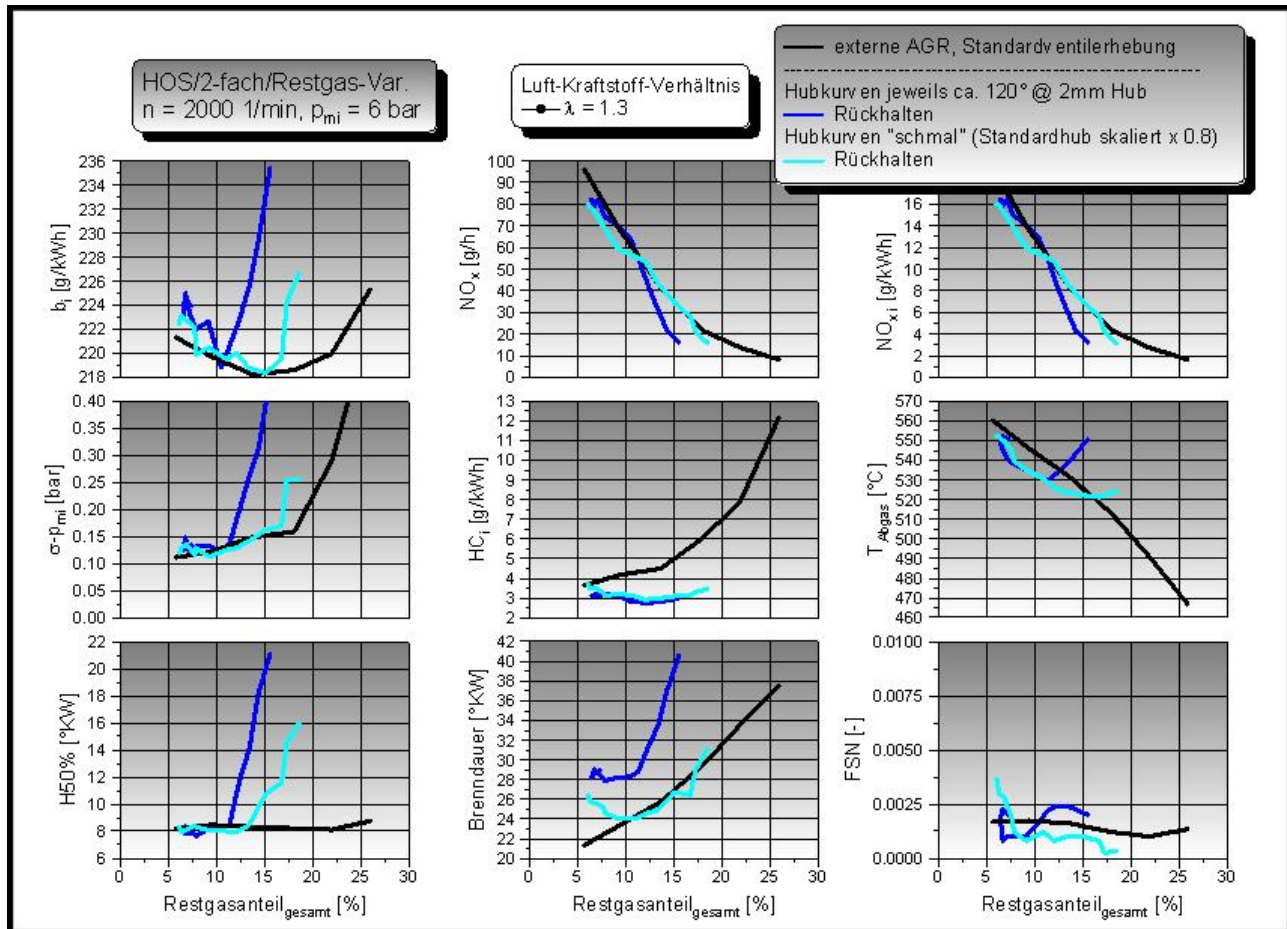


Abbildung 7.4: Abgasrückhalten – Restgas-Var.,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 6$  bar

Eine reine innere AGR über Abgasrückhalten ist für den Homogen-Schicht-Betrieb seitens der indizierten Kraftstoffverbrauchs aufgrund klopfbedingter Zündwinkelspätstellung und damit verbundener Laufunruhe nachteilig und führt bei steigender Last zu weiterer Verschlechterung. Eine weitere Ursache für die schlechtere Laufruhe ist eine längere Brenndauer, vermutlich infolge von weniger Turbulenz. Aufgrund der späteren Schwerpunktlage ergeben sich bei geringen Restgasgehalten keine Nachteile bei den  $NO_x$ -Emissionen und aufgrund der höheren Gemischtemperatur sogar Vorteile bei den HC-Emissionen sowie den Ladungswechselverlusten (thermische Entdrosselung). Das Ziel, niedrigere  $NO_x$ -Emissionen als bei gekühlter externer AGR zu erreichen, kann nicht erreicht werden. Da noch Entdrosselungspotential vorhanden ist, sollte der Bereich der Frischgastemperaturen für den HOS-Betrieb zwischen den mittels externer AGR und Abgasrückhalten erzielbaren Werten liegen. Zudem ergibt sich dann eine geringere Klopfneigung.

## 7.2 Rücksaugstrategien im Schichtbetrieb

Für die verschiedenen Rücksaugstrategien wurden am Einzylinderaggregat mit vollvariablem Ventiltrieb stationär die in Abbildung 7.5 dargestellten prinzipiellen Varianten zur Realisierung interner AGR untersucht.

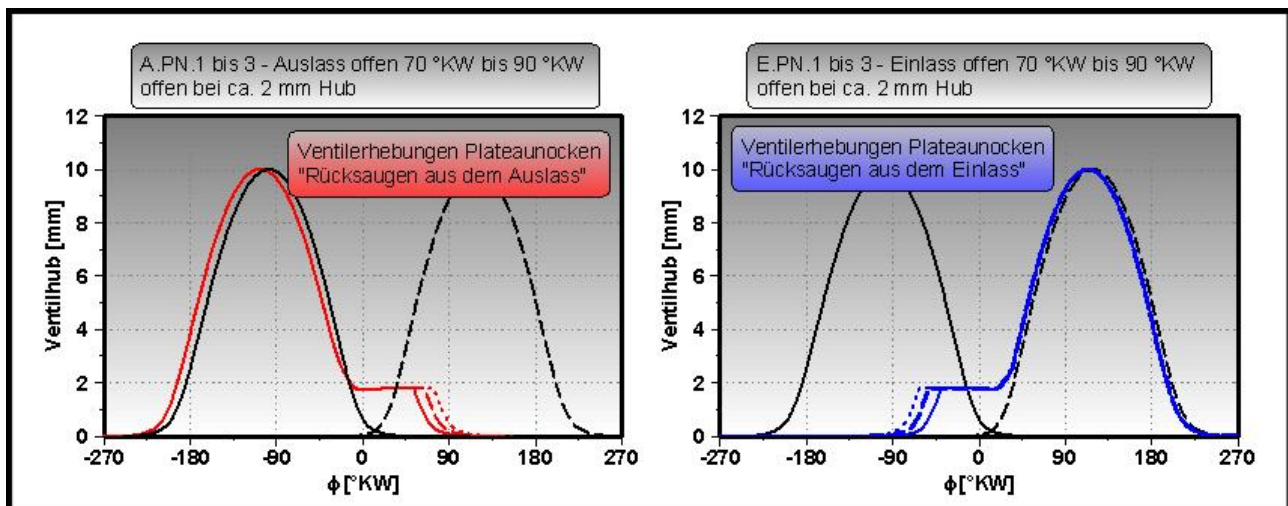
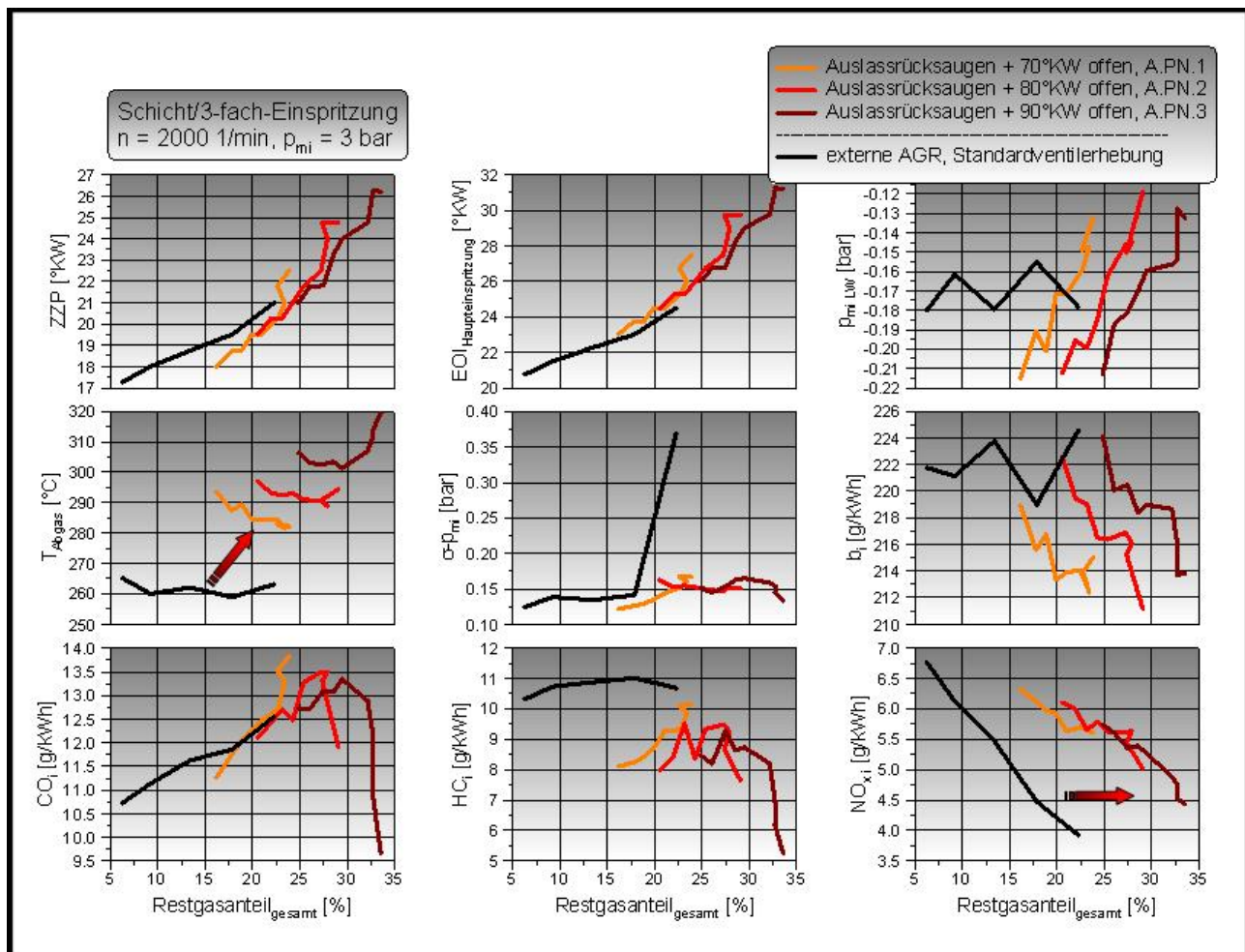


Abbildung 7.5: Rücksaugstrategien – Ventilerhebungen Einzylinderversuch

Die Ventilerhebung für das Rücksaugen aus dem Einlass- bzw. Auslasskanal ist jeweils über einen Plateauanteil (konstantes Öffnen der Ventile) realisiert. Die Menge des Restgases wird über die Steuerzeiten der Ein- und Auslassventile, die Öffnungsdauern sowie die Öffnungsquerschnitte (Rücksauganteil der Ventilhub) festgelegt. Der Hub wird im Wesentlichen durch die zu vermeidende Ventil-Kolben-Kollision begrenzt, die Rücksaugöffnungsdauer vom zur Verfügung stehenden Kurbelwinkelbereich des Ladungswechsels, bei dem im entdrosselten Betrieb die sehr niedrigen Ladungswechselverluste erhalten sowie eine optimale Füllung gewährleistet werden sollen. Dargestellt ist jeweils der prinzipielle Verlauf der Ventilhubverläufe speziell für den elektrohydraulischen Ventiltrieb. Bei Realisierung dieser Ventilerhebungen in Form eines geschliffenen Nockens müssen z. B. Krümmungen, Steigungen und Übergänge des Verlaufs bzw. deren Auswirkungen auf Kräfte und Beschleunigungen am Ventiltrieb detailliert betrachtet und bewertet werden. Zum Rücksaugen von Restgas sind auch Ventilerhebungen mit einer wiederöffnenden Charakteristik denkbar. Eine Wiederöffnungscharakteristik kann aber zu Einschränkungen beim Verstellbereich (Ventil-Kolben-Kollision) bzw. der Mengenspreizung beim Restgasgehalt (ausreichende Füllung bzw. Realisierung auch kleiner Restgasgehalte) führen. Gewählt wurden daher Plateaunockenformen – auch vor dem Hintergrund einer möglichen Umsetzung des Konzepts am Vollmotor mittels eines teilvariablen mechanischen Ventiltriebs (Ventilhubumschaltung). Mit den gewählten Ventilhubverläufen wird eine Kolben-Ventil-Kollision vermieden. Weiterhin ist eine Verstellung der Phasenlage mittels konventioneller Verstelleinrichtung auch für die „Rücksaugnockenformen“ möglich, um auch mit diesen (kurzzeitig) – im Hinblick auf Betriebsarten- und Lastpunktwechsel – geringe Restgasgehalte sehr schnell realisieren zu können.

### 7.2.1 Auslasskanalrücksaugen im Schichtbetrieb

Der Einfluss des internen Restgasgehalts beim Rücksaugen aus dem Auslasskanal wurde im Versuch für den Schichtbetriebspunkt  $n = 2000$  1/min bei  $p_{mi} = 3$  bar zunächst als Auslasssteuerzeitenvariation für die Ventilhubvarianten A.PN.1 bis A.PN.3 betrachtet (Plateauanteil 70 bis 90 °KW; Abbildung 7.6). Über die Länge des Plateauteils („Rücksaughub“) bzw. die Phasenlage des Gesamtauslasshubs lässt sich Einfluss auf den Restgasgehalt im Zylinder nehmen. Die Einlasssteuerzeiten sind so eingestellt, dass sich nur eine relativ geringe Ventilüberschneidung ergibt, d. h. es wird aufgrund des Plateaus der Auslassventilerhebung zuerst Restgas zurückgesaugt und anschließend Frischgas über die Einlassventile angesaugt. Vergleichend gegenübergestellt ist zusätzlich eine Kurve, bei der der Gesamtrestgasgehalt über Zugabe von externer AGR bei Standardventilerhebungen und festen Steuerzeiten, sonst aber gleichen Randbedingungen, variiert wird.

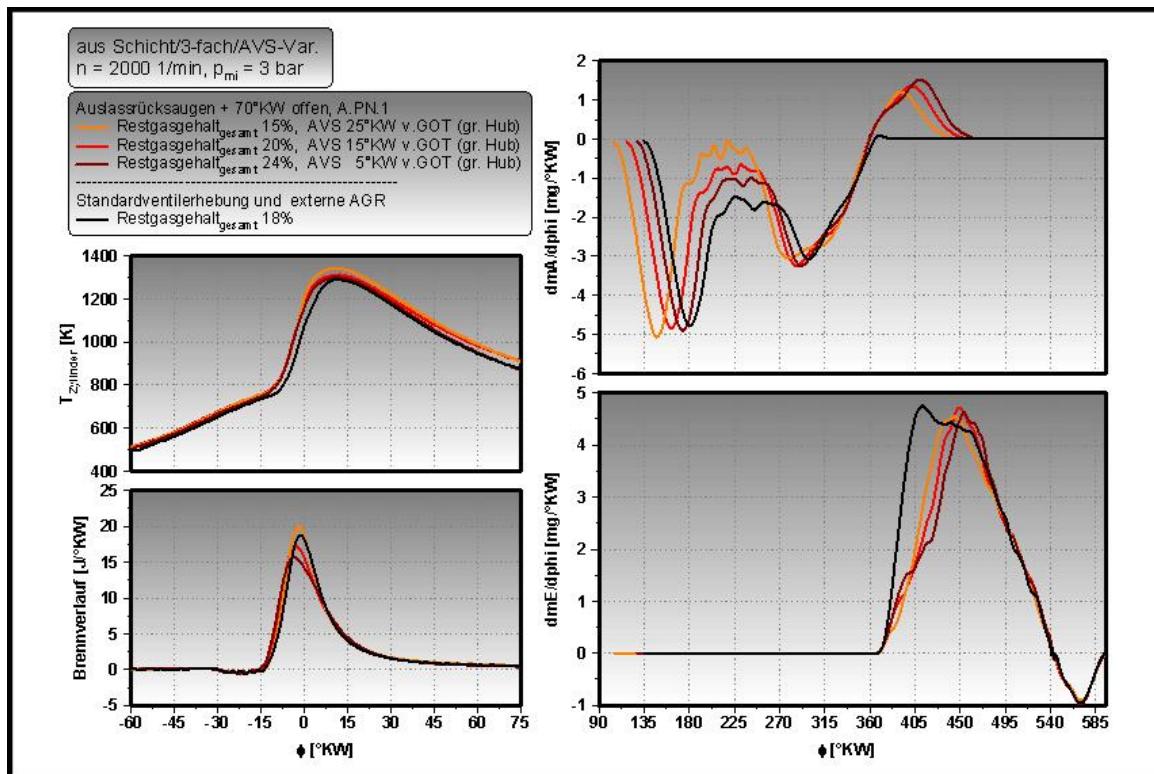


**Abbildung 7.6:** Auslassrücksaugen – Restgas-Var.,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar  
– Restgasgehalt geändert über Auslassventilerhebungsbreite und -steuerzeiten

Bei der Variante „Auslassrücksaugen“ wird ein Restgasgehalt von 30 % und mehr getragen. Anhand der Laufruhe kann eine deutlich erhöhte Restgasverträglichkeit nachgewiesen werden:

niedrigere Zyklenschwankungen auch bei sehr hohen Restgasgehalten bzw. Erreichen dieser hohen Restgasgehalte. Es erscheint möglich, den „Grenzbereich“ hinsichtlich des maximalen Restgasgehalts besser ausnutzen zu können. Anders als bei externer AGR treten auch im Grenzbereich keine Verbrennungsaussetzer auf. Durch das heiße Restgas kann der Gesamtmassenstrom im entdrosselten Betrieb reduziert werden. Dies führt bei dem betrachteten Betriebspunkt in der unteren Teillast zu einer gewünschten Anhebung der Abgastemperatur, z. B. hin zu einer günstigeren Arbeitstemperatur für Stickoxidspeicherkatalysatoren. Durch die stark erhöhte Frischladungstemperatur kommt es zunächst zu Nachteilen bei den Stickoxidemissionen. Erst wenn sehr hohe Restgasgehalte realisiert werden, kann das gleiche Niveau wie bei externer AGR erreicht werden. Mit steigendem Restgasgehalt kann weiterhin eine Verbesserung beim indizierten Kraftstoffverbrauch festgestellt werden. Ursache ist die zunehmende Reduzierung der Ladungswechselverluste mit steigender Überschneidung bzw. niedrigere Expansionsverluste infolge eines günstigeren Öffnungszeitpunkts der Auslassventile. Die Ergebnisse dieser Versuchsreihe zeigen zum Teil die Grenzen einer ausschließlichen inneren Abgasrückführung über das Auslassrücksaugen auf. Sehr breite Nocken (z. B.  $> 70^\circ\text{KW}$ ) lassen sich vermutlich bei mechanischen Ventiltriebssystemen mit Ventilhubumschaltung schwer realisieren. Weiterhin ist bei Festlegung auf einen „Kompromissrücksaugnocken“ der Bereich, in dem der Restgasgehalt über die Steuerzeit variiert werden kann, begrenzt bzw. wird durch Betriebspunkte mit geringer Restgasverträglichkeit limitiert.

Abbildung 7.7 zeigt den Brennverlauf, die mittlere Gastemperatur sowie die Massenströme über die Ventile für die Variante Auslassrücksaugen exemplarisch für den Verbrennungsschwerpunkt  $H50\% = 2^\circ\text{KW}$ .



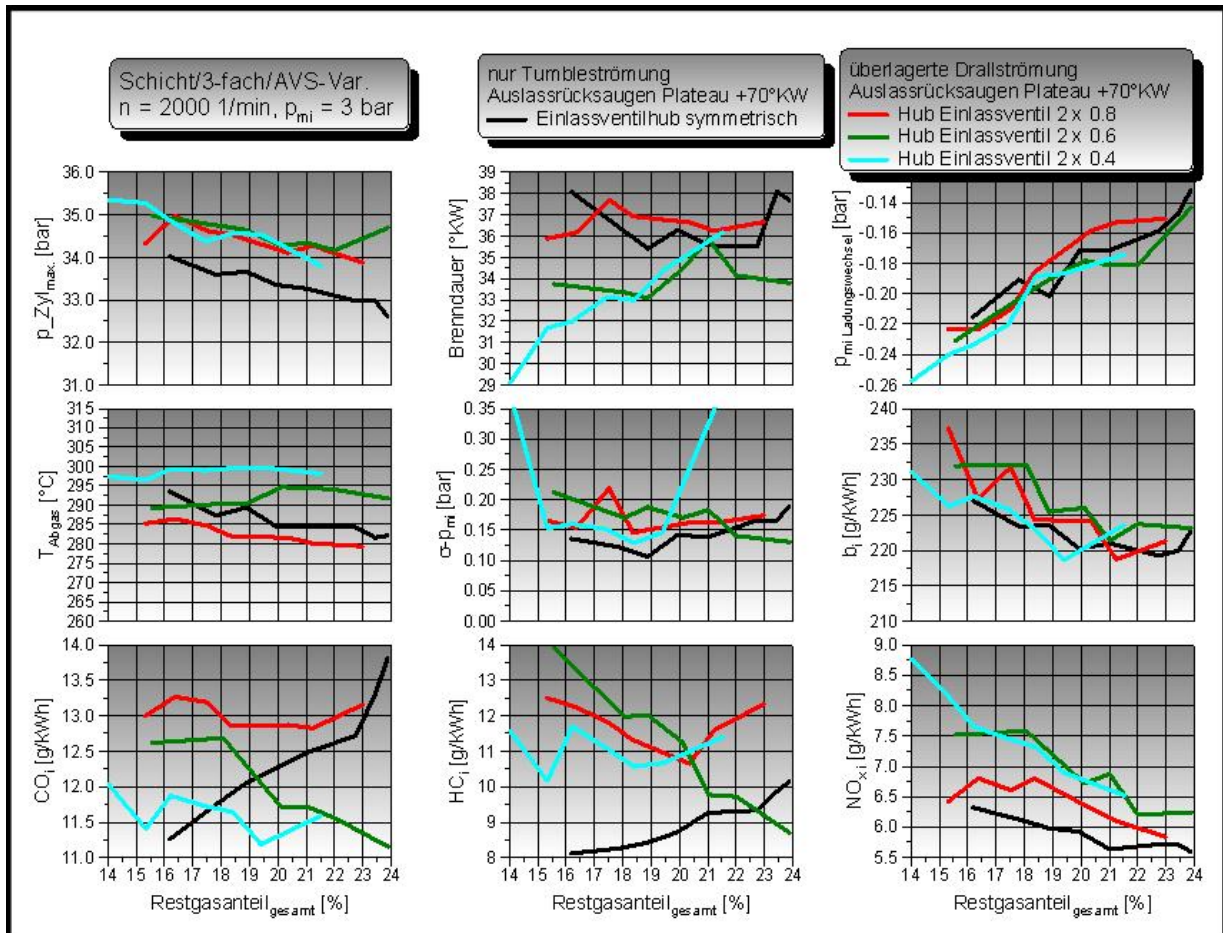
**Abbildung 7.7:** Druckverlaufsanalyse Auslassrücksaugen –  $H50\% = 2^\circ\text{KW}$ ,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar, Restgasgehalt geändert über Auslassventilerhebungsbreite und -steuerzeit

Mit steigendem Restgasgehalt ergibt sich eine leichte Verschlechterung beim Durchbrennen der Zylinderladung. Die maximale Umsatzrate sinkt mit steigendem Restgasgehalt; ebenso sinkt die mittlere Zylindertemperatur mit steigender Restgasrate, wie man es auch bei externer AGR erwarten würde. Ursache ist das gleichbleibende eingeschlossene Volumen auch bei steigendem Restgasgehalt (Frischlufte wird durch Restgas ersetzt). Die Stoffeigenschaften (höhere Wärmekapazität durch mehr Restgas) kompensieren die anfangs höhere Mischungstemperatur bei mehr Restgas. Das Temperaturniveau zum Einspritzzeitpunkt, ca. 30 bis 25 °KW v. GOT, ist beim Rücksaugen stets leicht erhöht (Unterstützung der Verdampfung). Global ergibt sich eine höhere Zylinderinnentemperatur (Anstieg der Stickoxidemissionen bei gleichem Restgasgehalt gegenüber externer AGR). Durch die konstante Einlasssteuerzeit wird stets ein nahezu gleicher Anteil an Frischladung (mit Restgas) wieder ausgeschoben.

### **7.2.2 Beeinflussung der Ladungsbewegung durch asymmetrische Einlassventilerhebung beim Rücksaugen aus dem Auslasskanal im Schichtbetrieb**

Bei hohen Restgasgehalten kann sich eine Erhöhung der Ladungsbewegung oft als vorteilhaft erweisen, um das Durchbrennen der Zylinderladung zu beschleunigen. Umgesetzt wird dies meist in Form von Ladungsbewegungsklappen im Saugrohr. Bei Dieselmotoren kommt dabei oft eine Drallerhöhung der ohnehin drallbehafteten Strömung zum Einsatz, beim Ottomotor hingegen eine Tumbleerhöhung aufgrund des schon vorhandenen Grundtumbles. Das Versuchsaggregat mit vollvariablem Ventiltrieb verfügt ohnehin über ein relativ großes Tumblegrundniveau; eine weitere Erhöhung erscheint aus Gründen der Stabilität der Ladungsschichtung auch bei hohen Restgasgehalten wenig sinnvoll und erfordert Eingriffe in die Einlasskanalgeometrie. Das Aufprägen einer Drallströmung ist über asymmetrische Ventilerhebungsformen im Gegensatz dazu relativ leicht möglich.

Abbildung 7.8 zeigt, wie sich eine überlagerte Drallströmung im Schichtbetrieb und der Restgasstrategie Rücksaugen aus dem Auslass auswirkt. Dargestellt ist die Variation des Restgasgehalts über die Auslasssteuerzeiten für verschiedene Drallintensitäten (erreicht durch schrittweise Verkleinerung eines Einlassventillhubs) im Vergleich zur symmetrischen vollen Standardeinlassventilerhebung.



**Abbildung 7.8:** Auslassrücksaugen – AVS-Var.,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar, Restgasgehalt geändert über Auslassventilsteuerzeiten

Mit steigender Drallintensität kommt es zum Absinken des Brennverzugs und der Brenndauer. Dies führt aber nicht zu einer Verbesserung der Umsetzung. Die HC- und CO-Emissionen steigen sogar bei aufgeprägter Drallströmung im Vergleich zum drallfreien Ausgangsniveau erst einmal an. Sie sinken dann jedoch mit steigender Drallintensität, erreichen aber nicht das Niveau der symmetrischen Ventilerhebung. Ursache dafür ist die schlechtere Laufruhe bei Drallströmung. Infolge des früheren Schließens des einen Einlassventils verbleibt bei gleichen EVÖ-Steuerzeiten eine größere Frischladungsmenge im Zylinder. Bei günstigerer Füllung und trotz der kürzeren Brenndauer kann nur der Kraftstoffverbrauch der Vergleichsbasis erreicht werden. Besonders die verhältnismäßig große Schwankungsbreite der Laufunruhe bzw. ein fehlender Trend mit steigendem Restgasgehalt lassen vermuten, dass die Positionierung des Kraftstoffsprays bei der drallüberlagerten Tumbleströmung statistisch gesehen größeren Schwankungen unterworfen ist als bei reiner Tumbleströmung. Diese Ergebnisse für den Schichtbetrieb zeigen, dass die Kombination einer Drallströmung mit der vorhandenen recht großen Tumbleströmung eher ungünstig ist. Diese wird daher in den weiteren Untersuchungen, für die nur der beschriebene Motortyp mit seiner Einlasskanalgeometrie zur Verfügung steht, nicht weiter verfolgt.

### 7.2.3 Restgasstrategien – Vergleich extern vs. intern zurückgeführtes Abgas

Sind die Voruntersuchungen exemplarisch nur an wenigen charakteristischen Betriebspunkten erfolgt, soll im Folgenden eine kennfeldweite Anwendbarkeit in für das Teillastbrennverfahren „Schichtbetrieb“ üblichen Bereichen der Restgas- und Betriebsstrategien betrachtet werden. Die Menge des zurückgesaugten Restgases wird in erster Linie von der Länge des Plateauanteils der Ventilerhebung bestimmt. Für jeden Betriebspunkt ergeben sich bei gleichen Einlass- und Auslasssteuerzeiten sehr unterschiedliche Restgasgehalte, die zusätzlich mit einer unterschiedlichen Restgasverträglichkeit je nach Betriebspunkt in Einklang gebracht werden müssen. Bei niedrigen Drehzahlen wird bei kurbelwinkelbezogen gleicher Ventilöffnungsdauer aufgrund der zur Verfügung stehenden Zeit deutlich mehr Restgas zurückgesaugt als bei höheren Drehzahlen. Dazu muss bei niedrigen Drehzahlen die Auslasssteuerzeit in Richtung früh verschoben werden, um die Auslassventilöffnungsdauer für das Rücksaugen während des Einlassvorgangs zu begrenzen. Ein Teil des Plateauanteils wird dabei zum Ausschleiben genutzt. Die Plateaulänge darf aber nur so lang sein, dass das Öffnen des Auslassventils weder zu früh noch während des Arbeitstakts erfolgt. Dies führt zu einer Kompromissventilerhebung, mit der für einige Betriebspunkte die maximal verträgliche Restgasmenge über das Rücksaugen nicht vollständig bereitgestellt werden kann. Unterstellt man einen aufgeladenen Betrieb, kann zusätzlich (in begrenztem Umfang) über den Saugrohr- bzw. Abgasgedruck Einfluss genommen werden.

Zunächst wurde im saugmotorischen Betrieb für eine Plateaulänge von ca. 70 °KW für jeden einzelnen der folgenden Betriebspunkte (Abbildung 7.9) die maximale Restgasverträglichkeit (Laufunruhe  $\sigma$ - $p_{mi} < ca. 0,2 \text{ bar}$ ) durch Variieren der Auslasssteuerzeit bei fester Einlasssteuerzeit ermittelt. Der Betriebspunkt mit maximaler Verträglichkeit für internes Restgas wird in das Kennfeld übernommen. Bei externer Abgasrückführung bei festen Einlass- und Auslasssteuerzeiten wurde der Restgasgehalt über die Position des AGR-Stellers in der AGR-Leitung variiert und jeweils der Betriebspunkt mit maximaler Restgasverträglichkeit in das Kennfeld

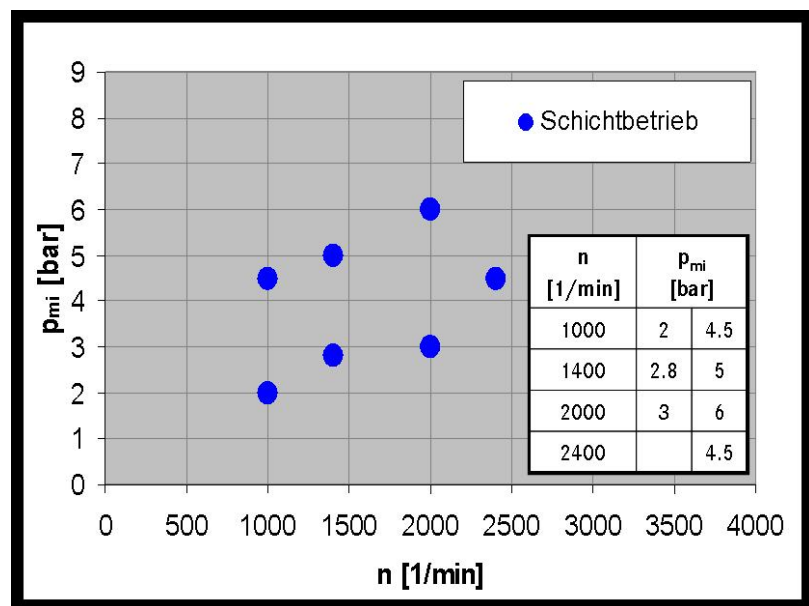


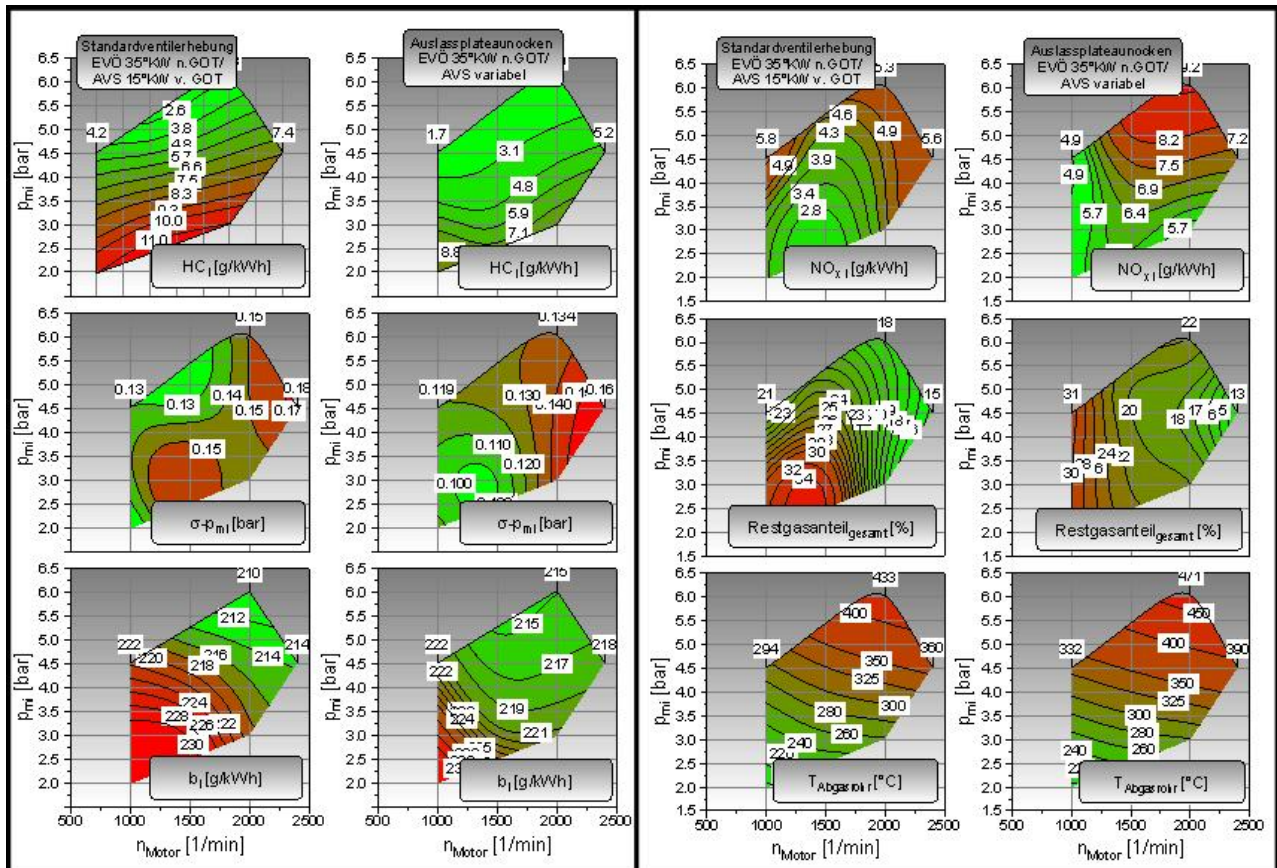
Abbildung 7.9: Schichtbetrieb – Kennfeldpunkte

übernommen. Vermutlich wird im mittleren Teillastbereich der Schichtbetrieb auch bei innerer AGR nicht die optimale Betriebsart darstellen, sondern der Homogen-Schicht-Betrieb. Da das Verfahren aber über die tatsächlich nutzbaren Bereiche hinaus funktionieren muss (Robustheit der Verfahren), werden diese auch für die Betriebsart „Schicht“ untersucht.



### Kennfelder Schichtbetrieb – externe vs. interne Abgasrückführung

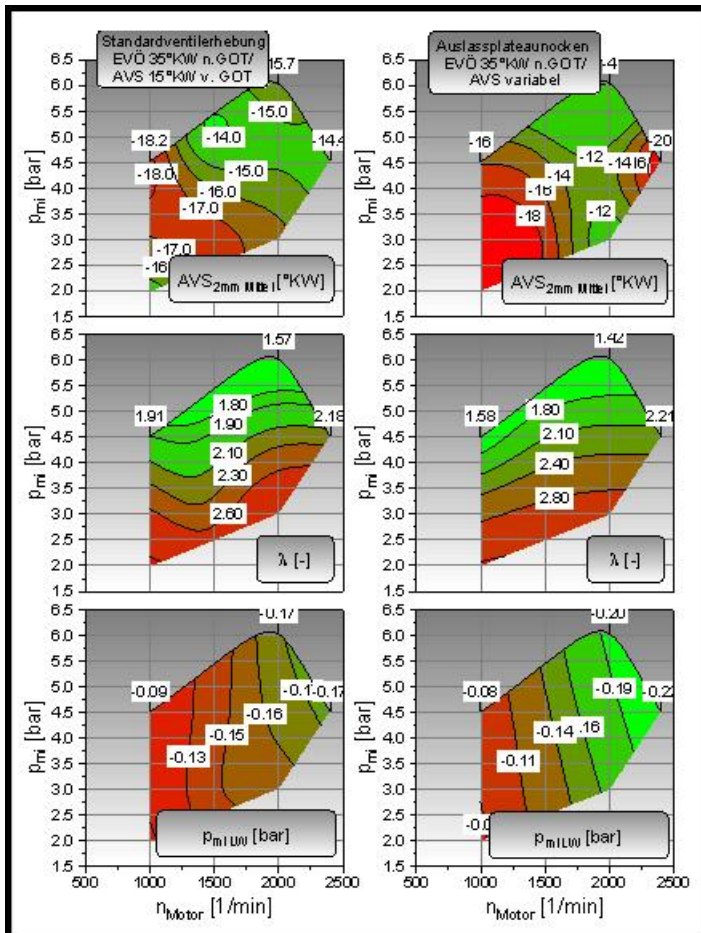
Abbildung 7.10 zeigt diese Kennfelder für die Einstellungen mit maximaler Restgasverträglichkeit. In der jeweils linken Spalte sind die Ergebnisse für extern zugeführtes Restgas („Standardventilerhebung“) und jeweils links für intern zugeführtes Restgas („Auslassplateaunocken“) dargestellt.



**Abbildung 7.10:** Schichtbetrieb – Vergleich Kennfelder externe (Standardventilerhebung) und interne Abgasrückführung (Auslassplateaunocken)

Der niedrige Restgasgehalt besonders bei  $n = 2000$  1/min beim Rücksaugen aus dem Auslass ergibt sich durch die Begrenzung der Plateaulänge (70 °KW bei knapp 2 mm Ventillhub) und maximaler Spätverstellung des Auslasshubs. Obwohl diese Betriebspunkte einen höheren Restgasgehalt tolerieren würden, kann dieser mit dieser Plateaulänge nicht eingestellt werden. Über den gesamten Kennfeldbereich ergibt sich eine Zunahme der Abgastemperatur durch die Reduzierung des Massenstroms infolge des größeren verdrängten Frischluftvolumens bei höherer Temperatur. Durch die höhere Temperatur wird der Umsetzungsgrad gesteigert; die HC-Emissionen nehmen deutlich ab. Bei gleichem Restgasgehalt bzw. trotz höherer Restgasverträglichkeit im Vergleich zu externer AGR können die Stickoxidemissionen aufgrund der erhöhten Temperaturen nicht verringert werden.

Betrachtet man die Steuerzeiten der Auslassventilhübe (Abbildung 7.11 oben) für niedrige Drehzahlen, so wird ersichtlich, dass die Ventile sehr früh geschlossen werden müssen ( $AVS_{2mm} < -10 \text{ }^\circ\text{KW}$ ). D. h., nur ein Teil des Plateaus darf zum Rücksaugen von Restgas benutzt werden, bis die Grenze zur Restgasverträglichkeit erreicht ist. Die Ladungswechselverluste sind dennoch nicht erhöht. Weiterhin sinkt das globale Luft-Kraftstoff-Verhältnis im saugmotorischen Betrieb im oberen Lastbereich durch den hohen Restgasgehalt bis zum kritischen Bereich von ca.  $\lambda \leq 1,5$ . Ein aussetzerfreier Betrieb ist für das Auslassrücksaugen auch in diesem Bereich möglich.

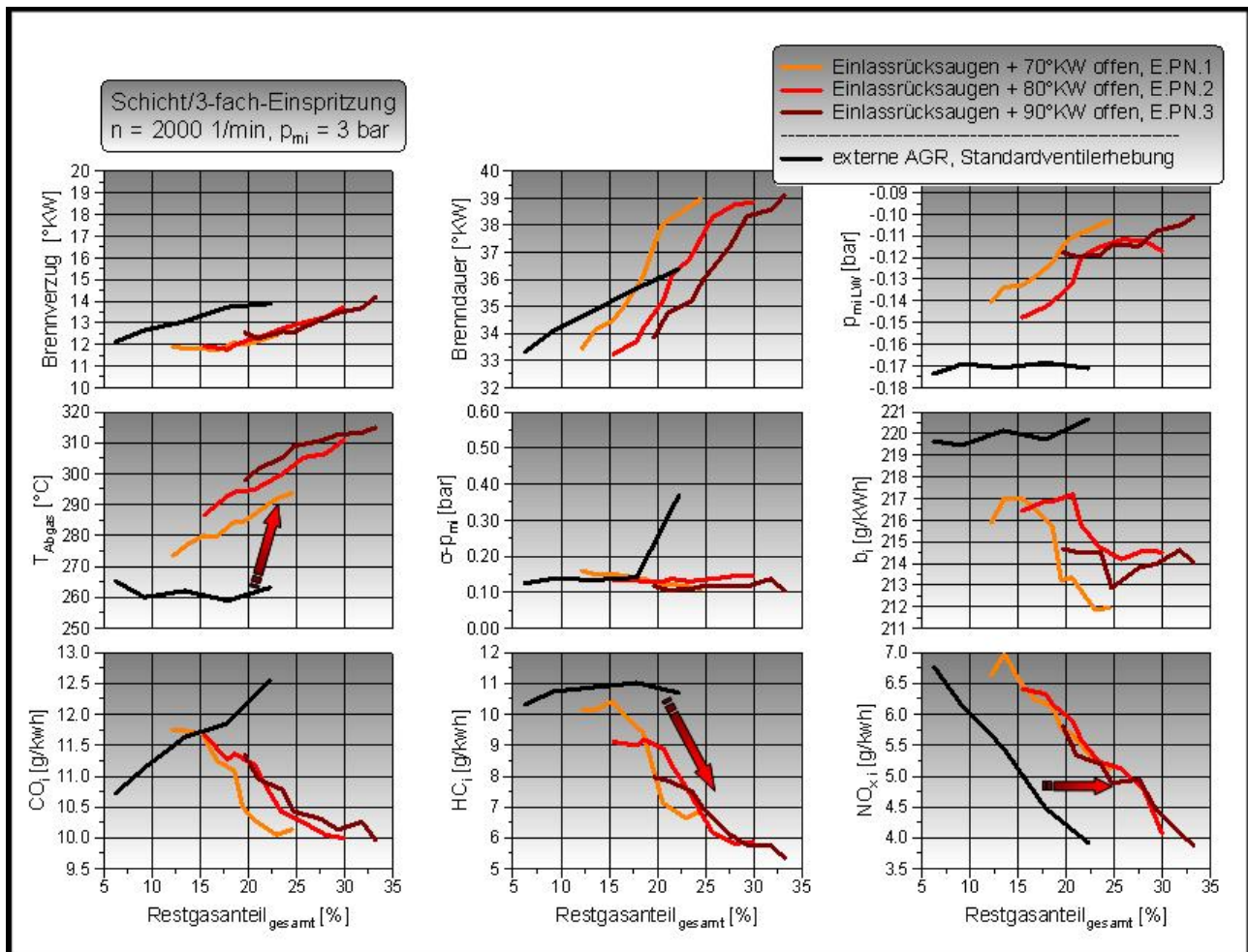


**Abbildung 7.11:** Schichtbetrieb – Vergleich Kennfelder externe (Standardventilerhebung) vs. interne Abgasrückführung (Auslassplateaunocken +70 °KW) – Steuerzeiten,  $\lambda$ ,  $P_{mi\text{LW}}$

Diese Kennfelder verdeutlichen, dass eine Restgassteuerung ausschließlich über das Auslassrücksaugen zur Reduzierung der Stickoxide nicht ausreichend sein wird. Als weitere Möglichkeiten kommen daher das Einlassrücksaugen (niedrigere Temperaturen), Effekte durch Aufladung bei sämtlichen Restgasstrategien (Abgasgegendruck/Ladedruck) bzw. kombinierte Restgasstrategien in Betracht.

### 7.2.4 Einlasskanalrücksaugen im Schichtbetrieb

Auf gleiche Art wie beim Rücksaugen aus dem Auslasskanal wurde beim Rücksaugen aus dem Einlasskanal der Restgasgehalt durch eine Variation der Steuerzeit in Kombination mit verschiedenen Plateaulängen (E.PN1 – E.PN.3, siehe Abbildung 7.5) verändert. Durch das Rückschieben und anschließende Rücksaugen von heißem Restgas aus dem Einlasskanal kann bei  $n = 2000 \text{ 1/min}$  bei  $p_{mi} = 3 \text{ bar}$  eine ähnliche Restgasverträglichkeit wie beim Auslassrücksaugen erzielt werden (Abbildung 7.12).



**Abbildung 7.12:** Einlassrücksaugen – Restgas-Var.,  $n = 2000 \text{ 1/min}$ ,  $p_{mi} = 3 \text{ bar}$   
– Restgasgehalt über Einlassventilerhebungsbreite und -steuerzeit

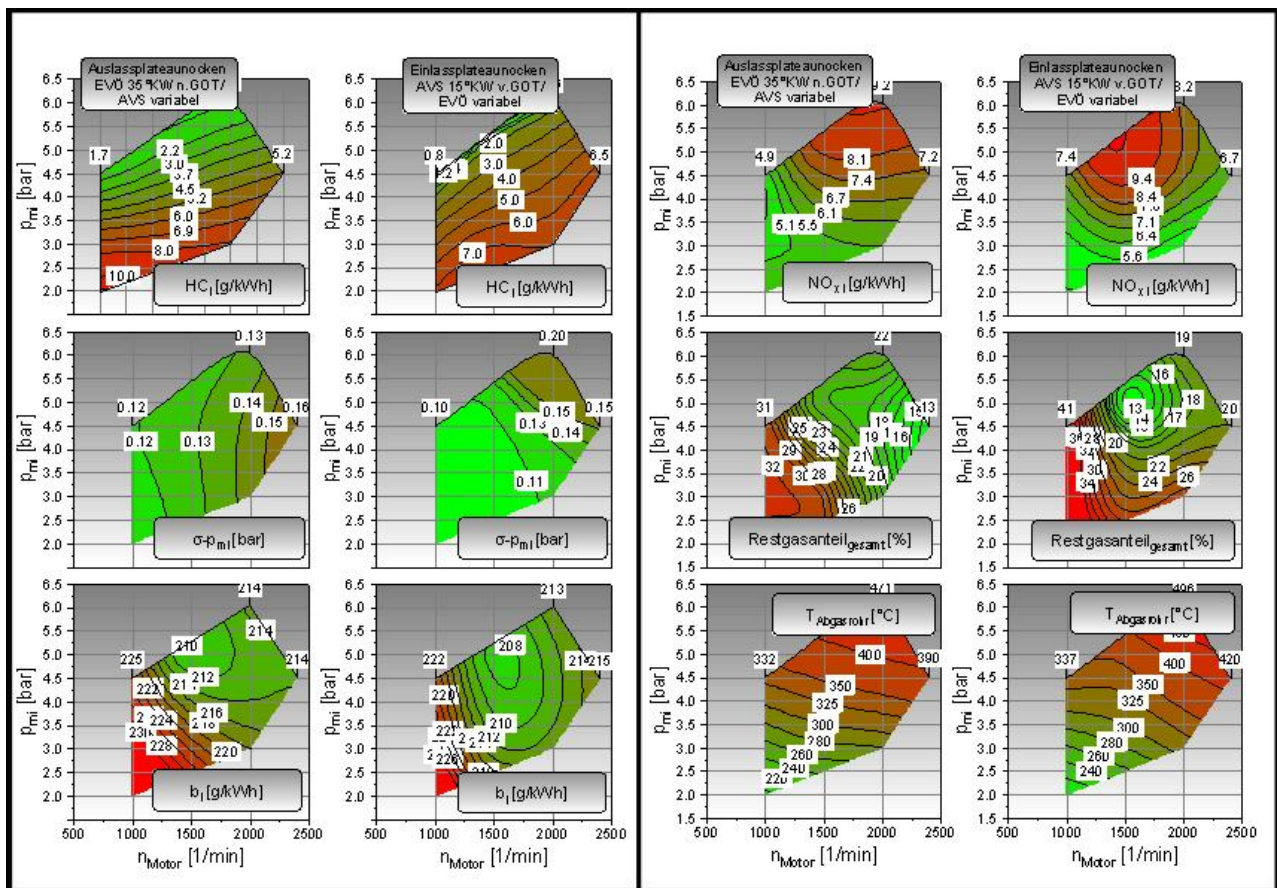
Durch den steigenden Restgasgehalt ergibt sich die Reduzierung des kalten Frischluftmassenstroms. Zusammen mit der Vermischung der Frischladung mit heißem Restgas führt dies zu einem deutlichen Anstieg der Abgastemperatur (für diesen Betriebspunkt ca.  $12 - 14 \text{ K}$  je  $5 \%$  mehr Restgas). Durch Verdoppelung des Restgasgehalts können die Stickoxidemissionen bei konstanter Schwerpunktlage um ca.  $1,5 \text{ g/kWh}$  gesenkt werden. Der Kraftstoffverbrauch steigt mit zunehmendem Restgasgehalt erst leicht, an der Laufruhegrenze zu maximaler Restgasverträglichkeit hin stärker an. Die HC- und CO-Emissionen sinken mit steigendem Restgasgehalt

und damit mit steigender Temperatur. Im Vergleich zu den Untersuchungen mit externer AGR fällt bei interner AGR mit steigendem Restgehalt generell ein eher stetiges Verhalten in Bezug auf gemessene Emissionen und die Laufruhe auf. Gemischbildungsdefizite, die nur bei einzelnen Zyklen auftreten können und die mit steigendem Restgasgehalt bei externer AGR Aussetzer und damit einen Abbruch der Messungen zur Folge haben, werden eher toleriert. Die Toleranzgrenzen der Gemischbildung, innerhalb derer gerade noch eine Entflammung möglich ist, werden bei innerer AGR gegenüber externer AGR aufgeweitet.

Können sehr hohe Restgasgehalte realisiert werden, lassen sich bei der Variante Einlassrücksaugen z. T. niedrigere Stickoxidemissionen erreichen als bei externer, gekühlter AGR und auch niedrigere Werte als beim Rücksaugen aus dem Auslass. Dennoch bleiben durch die moderate Temperatursteigerung der Zylinderfüllung die Vorteile bezüglich Abgastemperatur und Umsetzungsgrad erhalten.

### Kennfelder Schichtbetrieb – Einlass- vs. Auslassrücksaugen

In den nachfolgenden Kennfeldern werden die Restgasstrategie „Rücksaugen aus dem Auslasskanal“ (Auslassplateau 70 °KW offen bei ca. 1,8 mm Ventilhub) mit der Variante „Rücksaugen aus dem Einlass“ (Einlassplateau 70 °KW offen bei ca. 1,8 mm Ventilhub) miteinander verglichen. Der Restgasgehalt wurde über die Änderung der Auslasssteuerzeit beim Auslassrücksaugen bzw. der Einlasssteuerzeit beim Einlassrücksaugen variiert. Durch die feste Einlasssteuerzeit (EVÖ 35 °KW n. GOT; relativ spät) ergibt sich für die Variante Auslassrücksaugen ein geringfügig schlechterer Ladungswechsel als bei der Variante Einlassrücksaugen, die mit fester Auslasssteuerzeit (AVS 15 °KW v.GOT) vermessen wurde, mit entsprechenden Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch (Abbildung 7.13).



**Abbildung 7.13:** Schichtbetrieb – Vergleich Kennfelder Auslassrücksaugen und Einlassrücksaugen (Plateaus jeweils +70 °KW)

Bei hohen Lasten ist es beim Einlassrücksaugen nicht möglich, die späte Verbrennungsschwerpunktlage  $H50\% = 2$  °KW einzuhalten (kein aussetzerfreier Betrieb), weshalb sich trotz der zu erwartenden niedrigeren Frischladungstemperaturen Nachteile für die Stickoxidemissionen ergeben. Die hohen Absolutwerte der Stickoxidemissionen im oberen Lastbereich bzw. deren Unterschiede für die beiden Varianten sind unkritisch bzw. wenig relevant, da in diesem Lastbereich die Betriebsart „Homogen-Schicht“ zu bevorzugen ist. Für die Abgastemperaturen werden nahezu die gleichen Werte erreicht, ebenso bei den HC-Emissionen. Im stationären Betrieb konnte keine der beiden Varianten als eindeutig bessere bzw. schlechtere bewertet werden.

### 7.2.5 Kombiniertes Einlass- und Auslasskanalrücksaugen im Schichtbetrieb

Für die Varianten Einlasskanal- bzw. Auslasskanalrücksaugen mit jeweils 70 °KW-Plateauanteil konnte die Restgasverträglichkeit vor allem im mittleren Drehzahlbereich nicht vollständig ausgenutzt werden (Begrenzung der Plateauanteile durch zukünftigen teilvariablen mechanischen Ventiltrieb bzw. durch andere Betriebspunkte im Kennfeld). Denkbar ist aber die Nutzung einer maximalen Überschneidung durch Nutzung von Plateauanteilen sowohl auf der Einlass- als auch auf der Auslassseite (Doppelrücksaugen), unter Umständen mit der Option einer Verkürzung des Plateauanteils z. B. auf jeweils ca. 60 °KW. Denkbar sind auch asymmetrische Plateaulängen, z. B. 70 KW° (Einlass) in Kombination mit 50 °KW (Auslass). Für die Variante mit jeweils 60 °KW wurde u. a. im Betriebspunkt  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar mittels symmetrischer Steuerzeitenvariation die Restgasverträglichkeit ermittelt. Die Ergebnisse im Vergleich zu den anderen Restgasstrategien sind in Abbildung 7.14 dargestellt.

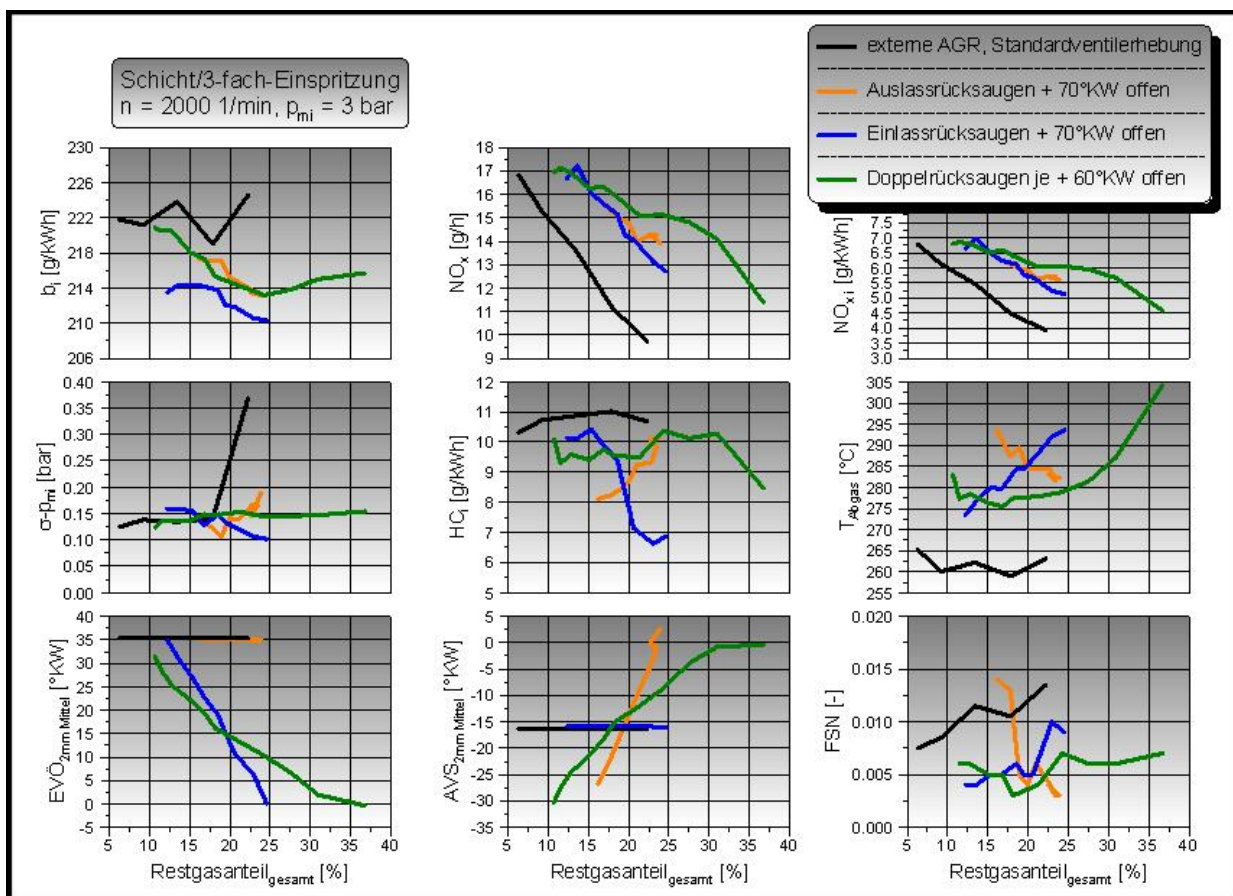
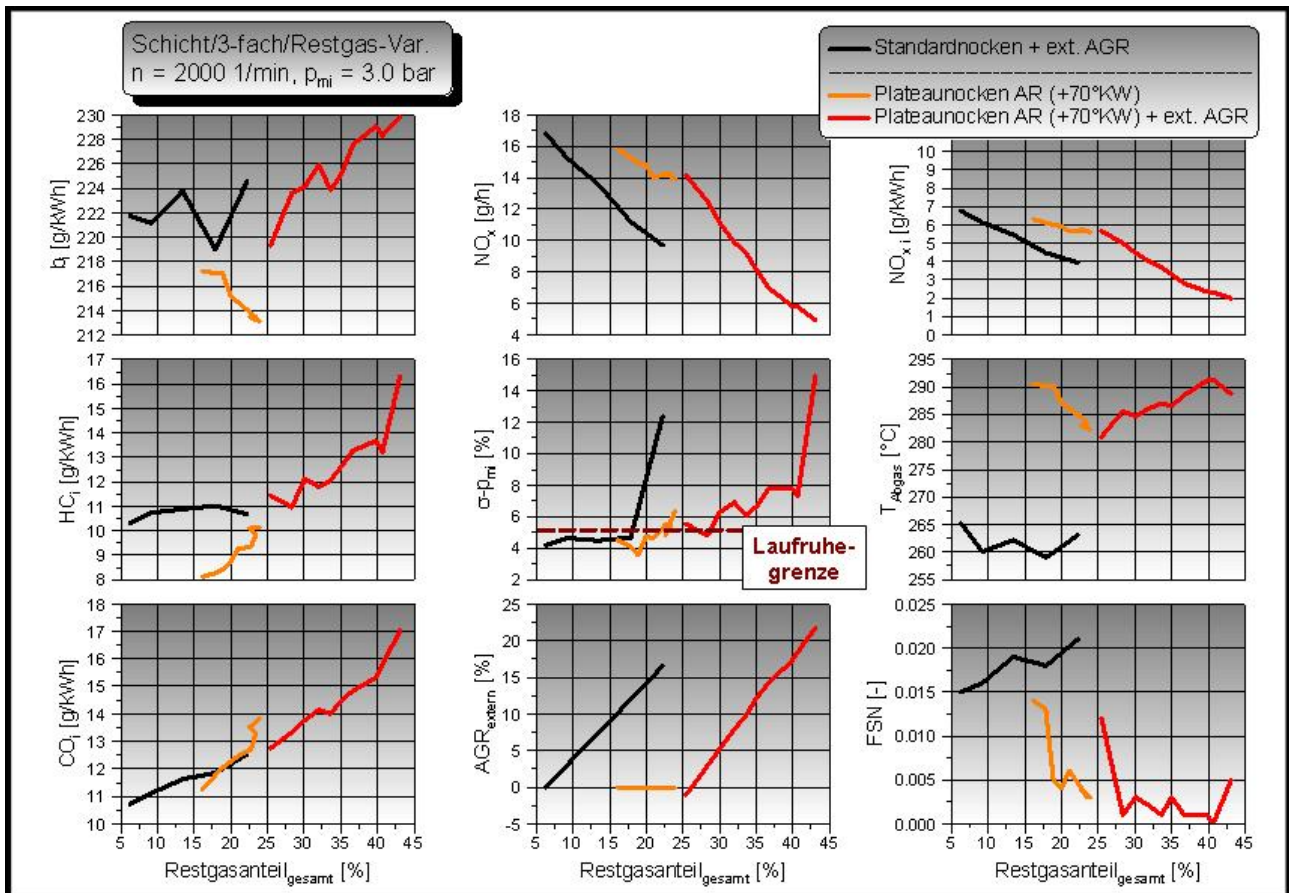


Abbildung 7.14: Schichtbetrieb – „Doppelrücksaugen“,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar

Durch das gleichzeitige Rücksaugen von Restgas aus dem Einlass- und Auslasskanal kann bei kürzeren Plateaulängen ein größerer Gesamtrestgasgehalt erzielt werden; entsprechend niedriger fallen die  $NO_x$ -Emissionen aus. Die Variante Doppelrücksaugen stellt daher im Schichtbetrieb in der unteren Teillast den besten Kompromiss zur Bereitstellung einer ausreichenden Restgasmenge dar. Bei den Abgastemperaturen können für das Doppelrücksaugen in etwa die Werte der anderen Rücksaugvarianten erreicht werden. Bezüglich der Rußemissionen ergeben sich für innere Abgasrückführung in jeglicher Form positive Auswirkungen trotz und wegen deutlich höherer Gesamtrestgasgehalte (positive Effekte der erhöhten Temperatur auf Gemischbildung und Entflammung überwiegen).

## 7.2.6 Kombination innerer und äußerer AGR im Schichtbetrieb

Eine weitere Möglichkeit, den Gesamtrestgasgehalt zu erhöhen, besteht durch Kombination mit externer Abgasrückführung. Um die Vorteile der inneren Abgasrückführung weitestgehend beizubehalten, wird die externe AGR mit der heißesten Variante – dem Rücksaugen aus dem Auslasskanal – kombiniert. Die Ergebnisse für den Betriebspunkt  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar zeigt Abbildung 7.15.



**Abbildung 7.15:** Schichtbetrieb – Kombination Auslassrücksaugen und AGR,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar

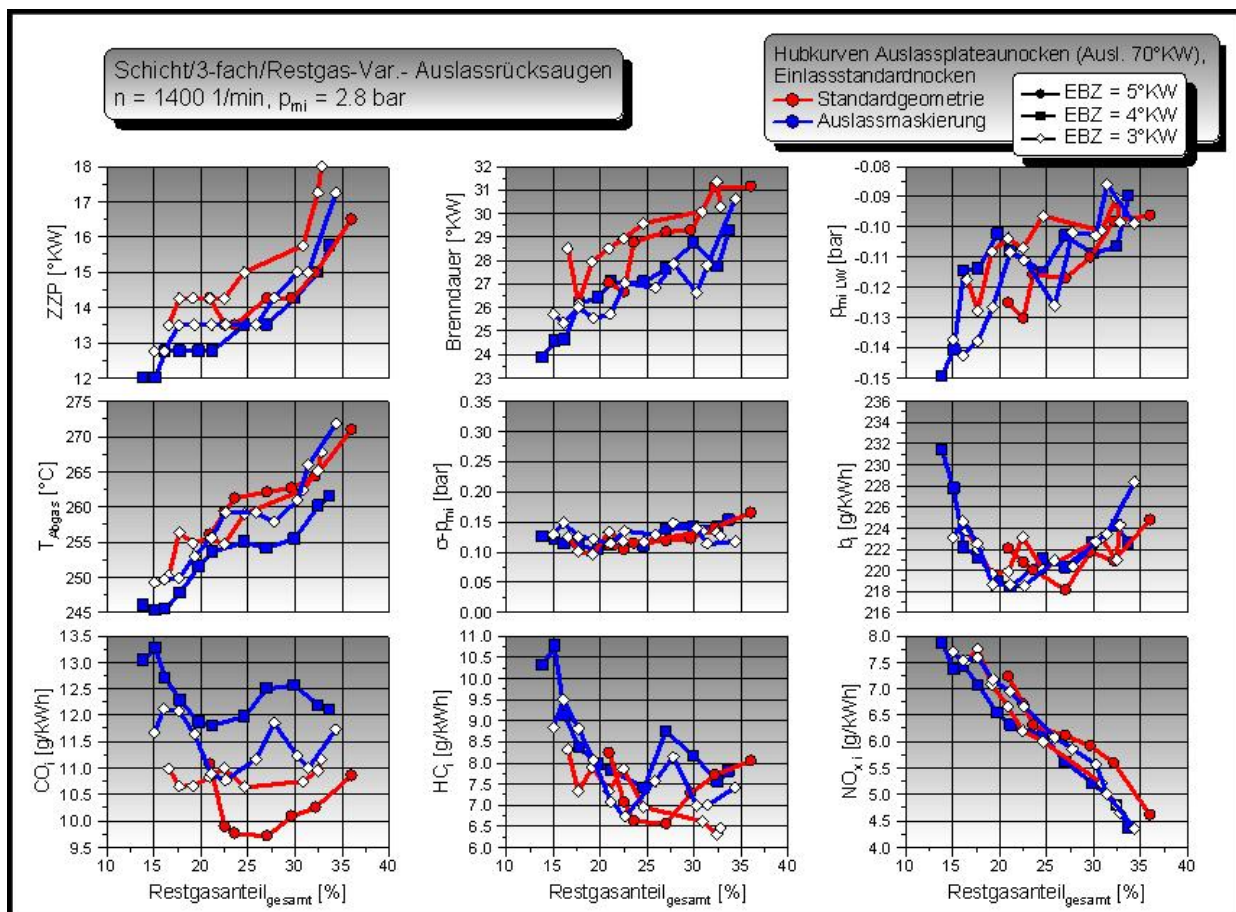
Der Kraftstoffverbrauch, die Laufruhe sowie die HC-Emissionen verschlechtern sich schon bei relativ kleinen Mengen zusätzlichem externen Restgas. Der niedrigste Kraftstoffverbrauch beim Auslassrücksaugen ohne externe AGR wird bei maximalem Restgasgehalt erzielt (trotz leichter Verschlechterung des Umsetzungsgrads), da aufgrund der Steuerzeiten (max. Überschneidung) die niedrigsten Ladungswechselverluste erreicht werden.

Der Effekt der externen AGR ist – bei noch akzeptabler Laufruhe – relativ gering ( $\sigma$ -p<sub>mi</sub>-Grenze von 5 % eingezeichnet als gestrichelte horizontale Linie). Die positiven Effekte der internen AGR wie höhere Abgastemperaturen und niedrige Schwärzungswerte bleiben auch bei Kombination mit externer AGR erhalten; auch die Aussetzergrenze wird zu deutlich höheren Restgasgehalten verschoben. Aufgrund des sehr geringen NO<sub>x</sub>-Vorteils bei akzeptabler Laufruhe ( $\sigma$ -p<sub>mi</sub> < 5 %) werden für die Schichtladung (niedriger Last) dennoch weiterhin Varianten gänzlich ohne externe AGR favorisiert.



### 7.2.7 Einfluss der Auslassmaskierung bei Rücksaugstrategien im Schichtbetrieb

Neben der rechnerischen Betrachtung der Auslassventilmaskierung (Kapitel 6.2.1), die geringe Unterschiede bezüglich des Überströmverhaltens vom Auslass- in den Einlasskanal bei Ventilüberschneidung, aber kaum Unterschiede hinsichtlich der Ladungsbewegung im Zylinder zeigt, sind Einzylinderversuche mit dieser Brennraumgeometrie durchgeführt worden. Sollte ein Einfluss der Maskierung vorhanden sein, ist dieser am besten bei der Variante „Auslassrücksaugen“ feststellbar. Nachfolgende Messreihen zeigen den Vergleich zwischen der Brennraumgeometrie mit Auslassmaskierung im Vergleich zur Standardgeometrie dieses Motortyps bei sonst gleichen Randbedingungen exemplarisch für einen Teillastbetriebspunkt im Schichtbetrieb ( $n = 1400 \text{ 1/min}$ ,  $p_{mi} = 2,8 \text{ bar}$ ; Abbildung 7.16).



**Abbildung 7.16:** Schichtbetrieb – Vergleich Brennraumgeometrien beim Auslassrücksaugen,  $n = 1400 \text{ 1/min}$ ,  $p_{mi} = 2,8 \text{ bar}$

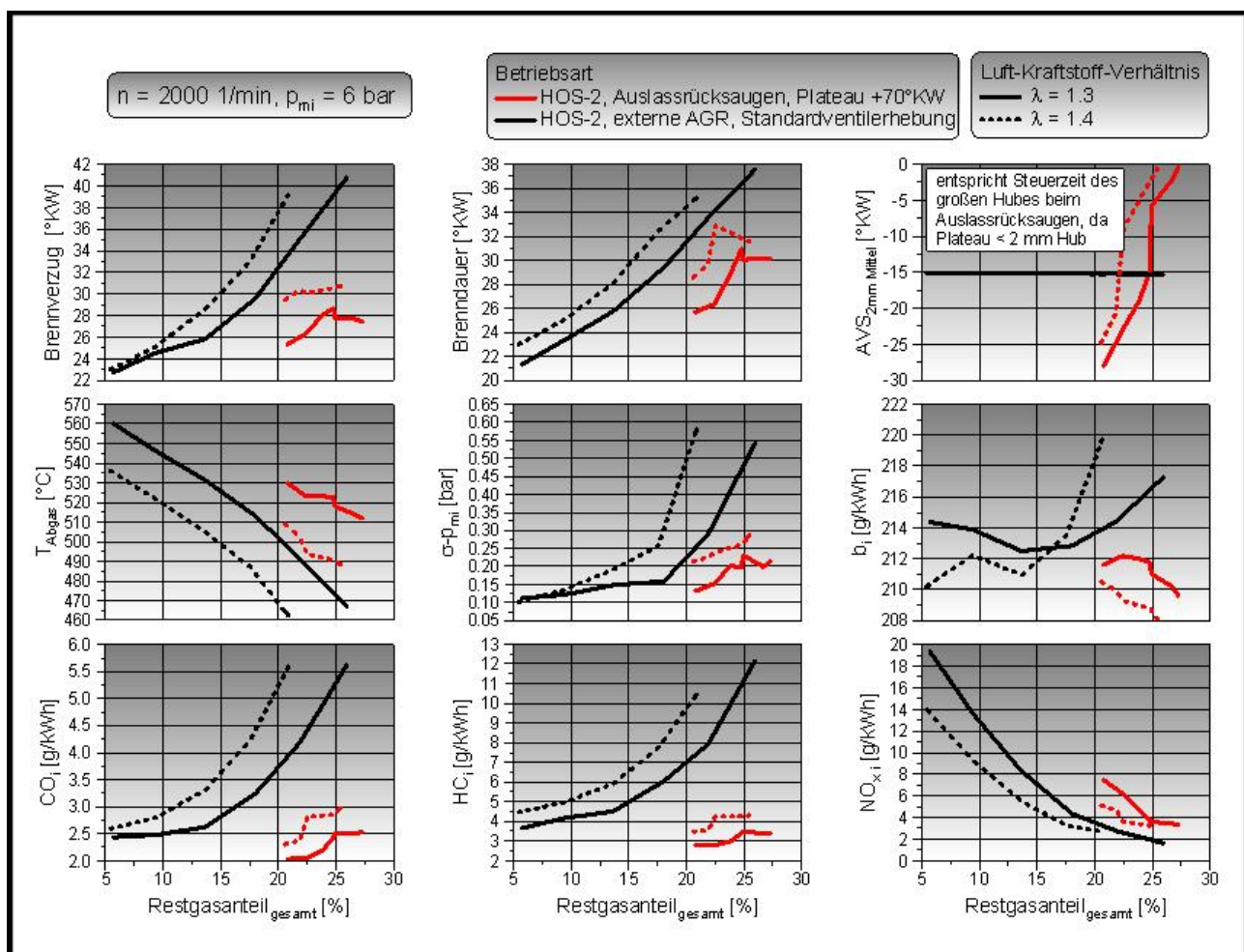
Seitens des Kraftstoffverbrauchs und der Schadstoffemissionen ergeben sich keine signifikanten Unterschiede der Auslassmaskierung zur Standardgeometrie. Die vorhandenen Abweichungen resultieren aus den verschiedenen  $\Delta$ -Zündwinkeln (EBZ) bei den einzelnen Messreihen. Die anderen Betriebspunkte liefern gleiche Ergebnisse. Die prognostizierten sehr geringen Unterschiede der Brennraumvarianten aus der Simulation (Ladungsbewegung) zeigen sich auch im Versuch. Weiterhin ist im Lauf der Untersuchungen für den Schichtbetrieb das „Doppelrücksaugen“ aufgrund der erzielbaren Restgasgehalte als die günstigere Variante identifiziert worden. Bei dieser Restgasstrategie erfolgt ohnehin immer ein gezieltes Rückschieben bzw. Überströmen von Restgas in den Einlasskanal, ohne dass sich daraus Nachteile für den motorischen Betrieb ergeben haben.

### 7.3 Rücksaugstrategien – homogen-magere Betriebsarten

Neben dem Schichtbetrieb zeigt eine Steigerung der Zylinderfrischladung in Form der Potentialuntersuchungen mit Ansaugluftvorwärmung auch im Magerbetrieb positive Effekte bezüglich der Entflammung und AGR-Verträglichkeit. Nachfolgend wird betrachtet, wie sich der Homogen-Schicht-Betrieb in Kombination mit innerer AGR verhält.

#### 7.3.1 Auslassrücksaugen im Homogen-Schicht-Betrieb

Ähnlich den Versuchen im Schichtbetrieb wurde für die Betriebsart „Homogen-Schicht“ (exemplarisch HOS-2; einfache Zündeinspritzung bei  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 6$  bar) der Restgasgehalt bei Verwendung einer Plateauventilerhebung mit „+70 °KW offen“ über die Auslasssteuerzeit für die Luftverhältnisse  $\lambda = 1,3$  und  $1,4$  variiert (Abbildung 7.17, rot dargestellt). Als Vergleich werden jeweils Variationen des Restgasgehalts über externe AGR mit konventionellen Ventilerhebungen herangezogen (Abbildung 7.17, schwarz dargestellt).



**Abbildung 7.17:** Auslassrücksaugen - Restgas-Var.,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 6$  bar; Restgasgehalt über externe AGR bzw. Auslassventilsteuerzeit

Gegenüber der externen AGR ist wie schon bei den Potentialuntersuchungen ein deutlich geringerer Brennverzögerung und eine kürzere Brenndauer nachweisbar. Die größten Vorteile der inneren AGR ergeben sich aber bei der Laufruhe. Besonders das bei externer AGR beobachtete „Kippen“ hin zu hohen Zyklenschwankungen kann bei interner Abgasrückführung nicht festgestellt werden. Dadurch kann eine um bis zu 10 % (!) höhere Restgasverträglichkeit nachgewiesen werden. Es werden neben den Vorteilen bei  $b_i$  sowie HC- und CO-Emissionen auch niedrigere Stickoxidemissionen erreicht. Die Abgastemperatur steigt moderat, bleibt aber im unkritischen Bereich und sollte sich bei einem im Fahrzeugunterboden angebrachten  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysator für den Magerbetrieb auch für diesen Lastbereich deutlich unter  $500\text{ }^\circ\text{C}$  befinden. Der Kraftstoffverbrauchsvorteil ergibt sich wegen thermischer Entdrosselung beim Auslassrücksaugen aufgrund der Randbedingung des konstanten globalen Luftkraftstoffverhältnisses. Für den Homogen-Schicht-Betrieb muss weiterhin dieselbe Plateauventilerhebung verwendet werden, da ein möglicher mechanisch-teilvariabler Ventiltrieb nur über eine weitere Ventilerhebung neben der Standardkonfiguration verfügen kann und der Restgasgehalt nur über die Steuerzeit bzw. in begrenztem Maß über die Druckverhältnisse vor dem Abgasturbolader variiert werden kann. Die gleichen Ergebnisse können ebenso mit einer zweifachen Zündinspritzung (HOS-3) erzielt werden – mit leichten Vorteilen für alle Restgasstrategien und magereren Luft-Kraftstoff-Verhältnissen (heterogener zum Zündzeitpunkt bzw. lokal fetter durch größere Zündinspritzmenge, dadurch näher am Schichtbetrieb).

Analog zu den Betrachtungen im Schichtbetrieb muss ein Tauglichkeitsnachweis über einen ganzen Kennfeldbereich erfolgen. Zunächst wurde im saugmotorischen bzw. angedrosselten Betrieb für jeden einzelnen der folgenden Betriebspunkte (Abbildung 7.18) die maximale Restgasverträglichkeit (Laufunruhe  $\sigma\text{-}p_{mi} < \text{ca. } 5\%$ ) durch Variieren der Auslasssteuerzeit bei fester Einlasssteuerzeit ermittelt und dieser Messpunkt in das Kennfeld übernommen. Bei externer Abgasrückführung bei festen Einlass- und Auslasssteuerzeiten wurde der Restgasgehalt über die Position des AGR-Stellers in der AGR-Leitung variiert und jeweils der Messpunkt mit maximaler Restgasverträglichkeit in das Kennfeld übernommen. Im Bereich mittlerer Teillast sind die gleichen Betriebspunkte betrachtet worden wie im Schichtbetrieb. Die Betriebspunkte im Bereich der unteren Teillast wurden für den Homogen-Schicht-Betrieb nicht untersucht, da der Schichtbetrieb hier die sinnvollere Betriebsart ist.

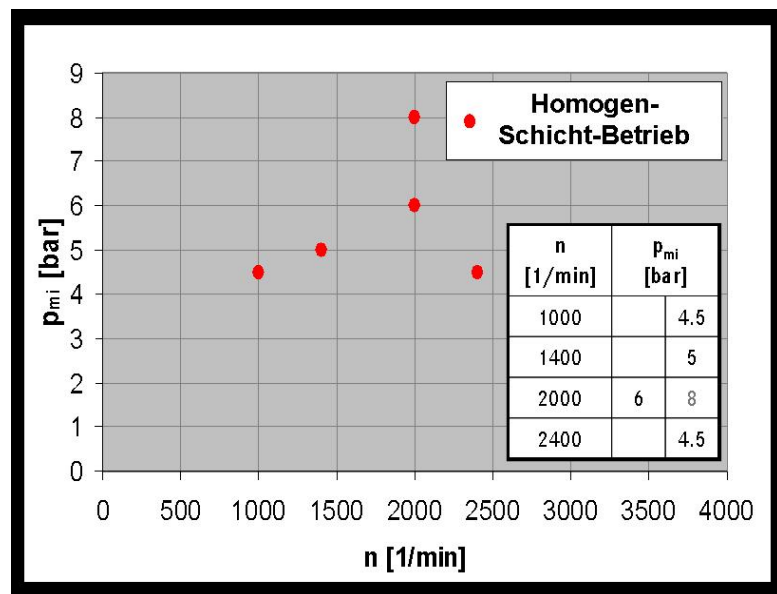
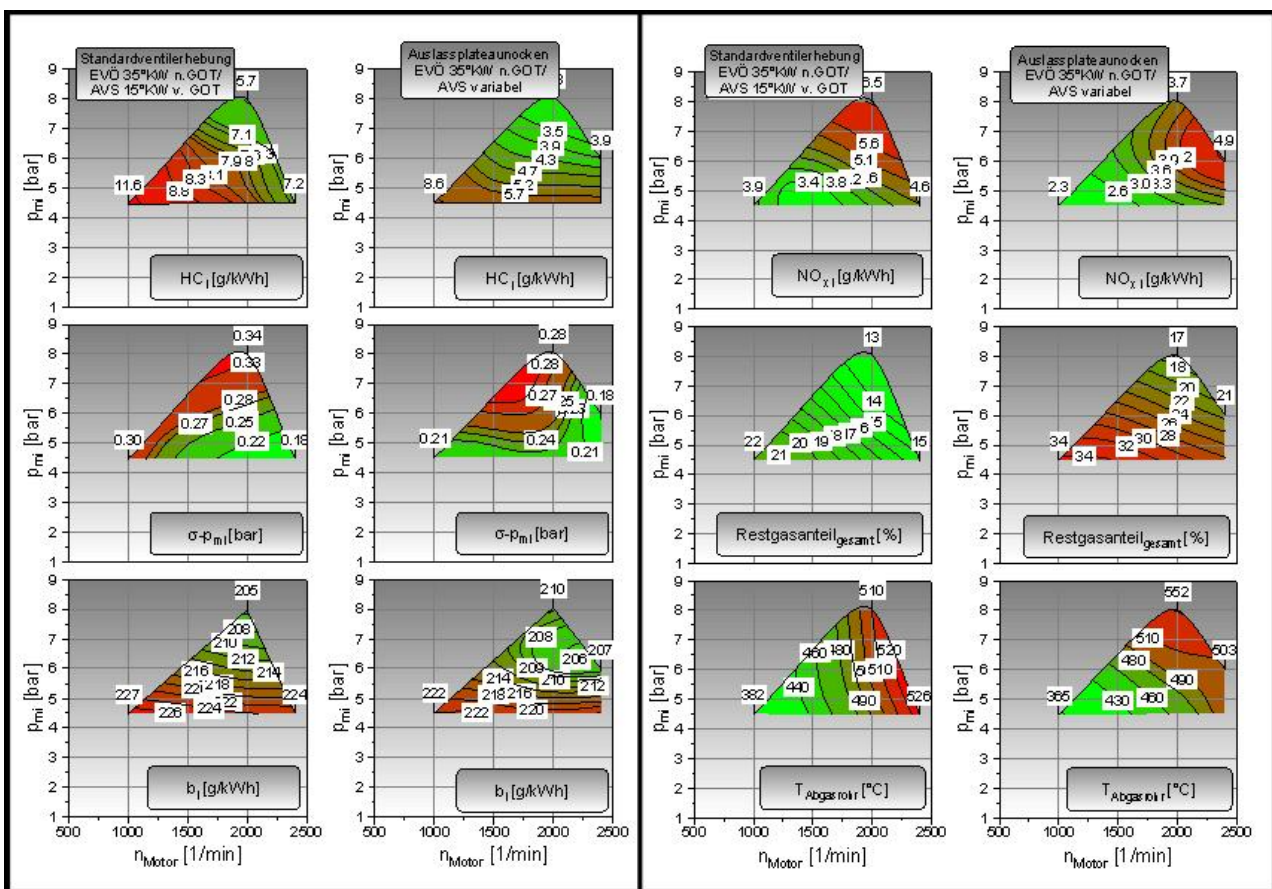


Abbildung 7.18: Homogen-Schicht-Betrieb – Kennfeldpunkte

### Kennfelder Homogen-Schicht-Betrieb – externe vs. interne Abgasrückführung

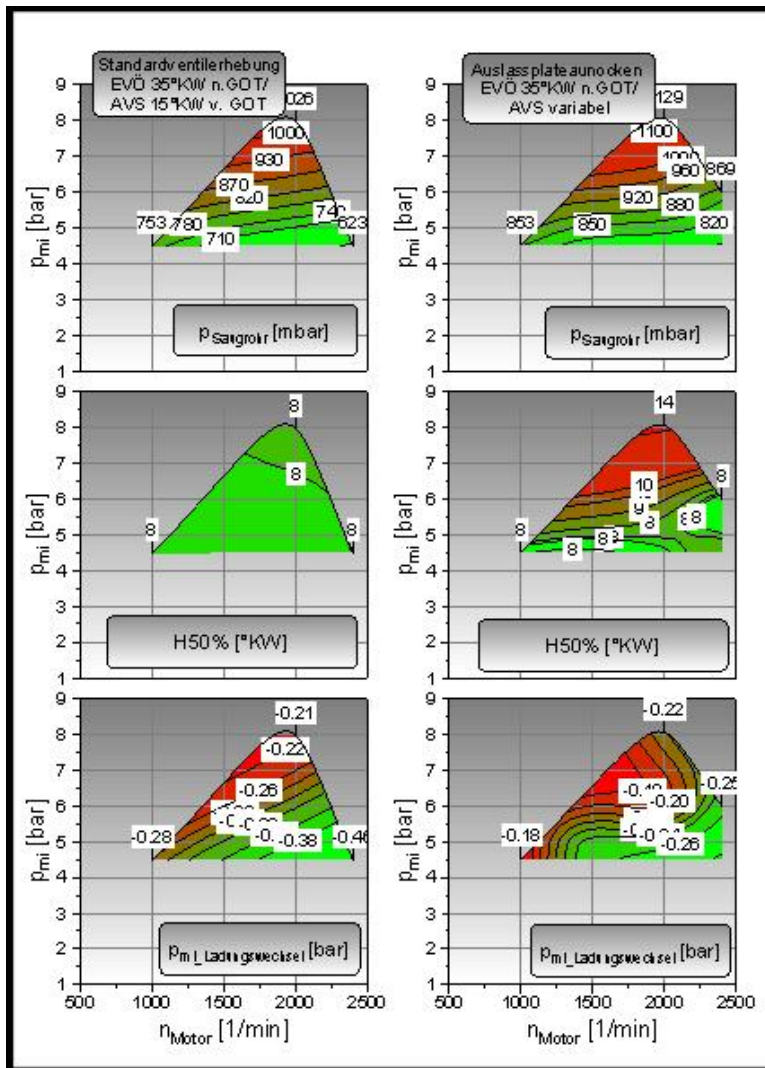
Die Kennfelder in Abbildung 7.19 und Abbildung 7.20 zeigen die Ergebnisse der verschiedenen Messgrößen für diesen Vergleich. Mit der Variante Auslassrücksaugen kann im gesamten betrachteten Bereich außer im Betriebspunkt  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 8$  bar ein niedrigerer Kraftstoffverbrauch erzielt werden als bei externer AGR. Ursachen sind thermische Entdrosselung sowie vollständigere Umsetzung. Gleichzeitig können deutlich höhere Restgasgehalte realisiert werden (bis zu 10%). Dadurch lassen sich für die mittleren Lasten deutlich niedrigere Stickoxidemissionen erzielen als mittels externer Abgasrückführung. Infolge und trotz des höheren (heißen) Restgasgehalts ergeben sich beim Auslassrücksaugen HC-Emissionen in der gleichen Größenordnung wie bei externer AGR. Aufgrund der höheren Restgasverträglichkeit steigt die Abgastemperatur nicht über die Werte der externen AGR.



**Abbildung 7.19:** Homogen-Schicht – Vergleich Kennfelder externe (Standardventilerhebung) und interne AGR (Auslassplateaunocken +70 °KW)

Nachteile für „reine“ interne AGR ergeben sich für Mitteldrücke  $p_{mi} > 6$  bar: Infolge der erhöhten Zylinderinnentemperatur steigt die Klopfneigung stark; es ergibt sich eine um mehr als 6 °KW spätere Schwerpunktlage mit entsprechend höherem Kraftstoffverbrauch und größerer Laufunruhe.

Die Klopfneigung nimmt mit steigendem globalem Luftverhältnis ab. Um das Luftverhältnis auch im oberen Lastbereich bei  $\lambda \geq 1,4$  zu halten, ist bei Nutzung interner Abgasrückführung ein moderat höherer Saugrohr- bzw. Ladedruck erforderlich als bei der Variante mit externer Abgasrückführung. Aufgrund der zu erwartenden niedrigeren Temperaturen erscheint daher die Variante „Rücksaugen aus dem Einlass“ besonders für die Bereiche höherer Last attraktiv.



**Abbildung 7.20:** Homogen-Schicht – Vergleich Kennfelder externe (Standardventilerhebung) und interne Abgasrückführung (Auslassplateaunocken) – Steuerzeiten,  $\lambda$ ,  $p_{mi}$  LW

### 7.3.2 Kennfeldweiter Vergleich – Einlass- und Auslassrücksaugen im Homogen-Schicht-Betrieb

Die Abbildungen 7.21 bis 7.23 zeigen den Vergleich der Restgasstrategie Einlass- und Auslassrücksaugen für den Homogen-Schicht-Betrieb. Der Plateauanteil der jeweiligen Ventilerhebung für die Rücksaugphase beträgt dabei ca. 70 °KW. Der maximal verträgliche Restgasgehalt für beide Varianten wurde wieder in separaten Versuchen über Variationen der Aulassteuerzeiten beim Auslassrücksaugen bzw. der Einlasssteuerzeiten beim Einlassrücksaugen ermittelt und der Messpunkt mit dem höchsten Restgasgehalt und akzeptabler Laufruhe in das Kennfeld übernommen.

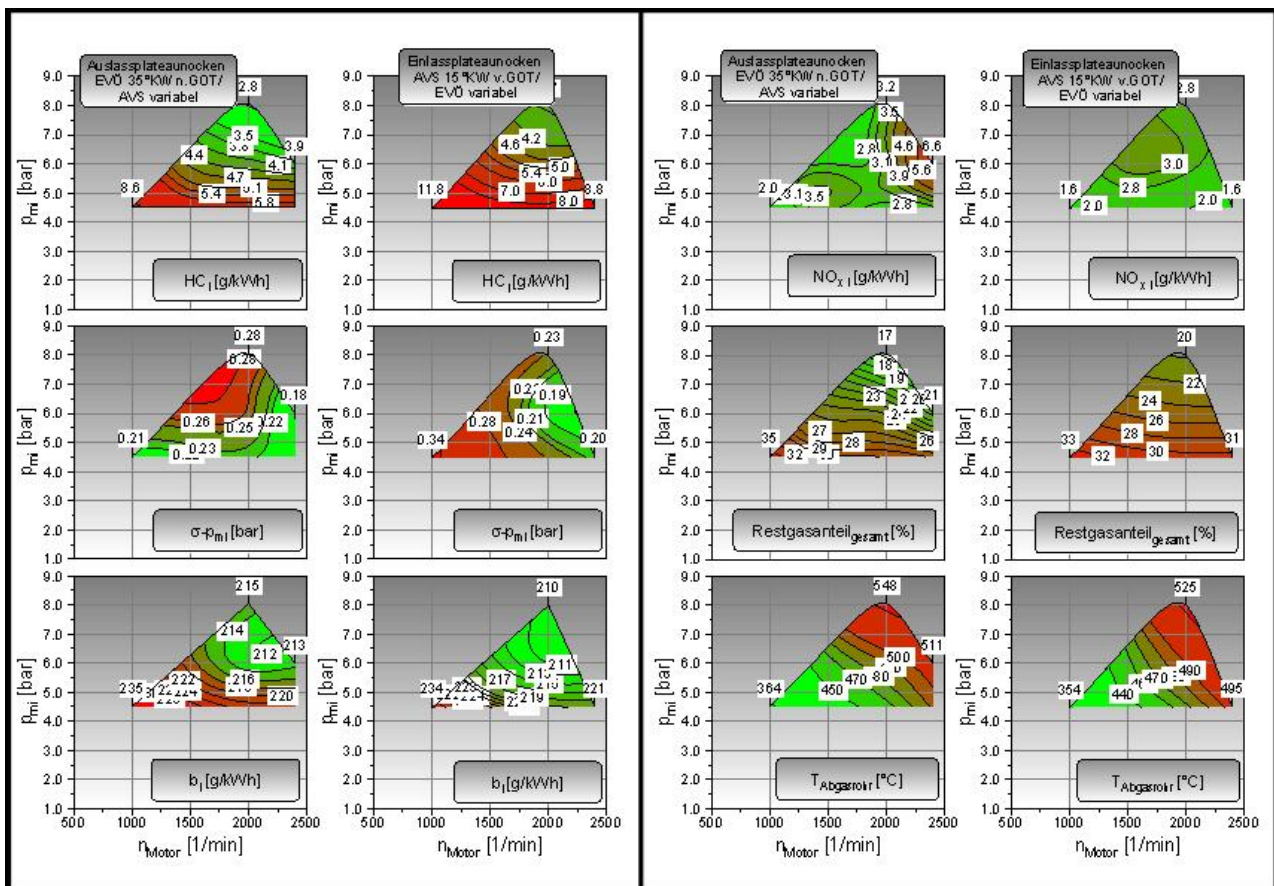


Abbildung 7.21: Homogen-Schicht – Kennfelder Einlassrücksaugen vs. Auslassrücksaugen

Insgesamt kann mit der Variante Auslassrücksaugen kennfeldweit eine höhere Restgasverträglichkeit erreicht werden (bessere Laufruhe). Jedoch können mit dieser Variante keine niedrigeren  $\text{NO}_x$ -Emissionen erreicht werden. Ursache dafür sind die höheren Zylinderfrischladungstemperaturen und die sich daraus ergebenden höheren Abgastemperaturen. Für ein globales Luftverhältnis  $\lambda \geq 1,4$  sind für das Einlassrücksaugen kaum Vorteile bei der Schwerpunktlage im oberen Lastbereich des Homogen-Schicht-Kennfelds zu beobachten (Abbildung 7.22), anders als bei  $\lambda = 1,3$  (siehe Abbildung A12 bis A14 im Anhang).

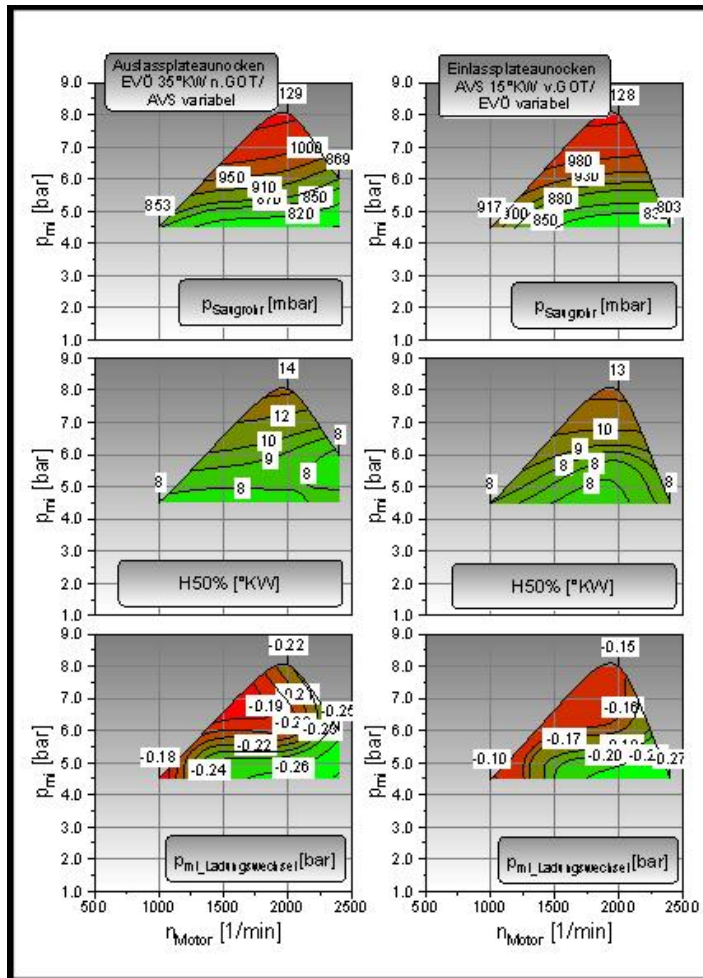


Abbildung 7.22: Homogen-Schicht - Kennfelder Einlassrücksaugen vs. Auslassrücksaugen - Saugrohrdruck, Verbrennungsschwerpunkt,  $p_{\text{mi}}$  LW

In Regionen sehr niedriger Drehzahlen ( $n < 1400$  1/min) kann im HOS-Betrieb beim Einlassrücksaugen trotz sehr später Einlasssteuerzeit (Die Steuerzeit für den Teil des großen Hubes im Plateaunocken liegt bei  $40^\circ$  KW n. GOT!) ein gewisser Restgasanteil (ca. 25%) nicht unterschritten werden. Die Laufruhe ist entsprechend schlecht. Eine Verkürzung des Plateaus ist aufgrund des höheren Restgasbedarfs in den anderen Betriebspunkten im Kennfeld nicht sinnvoll. Auch werden mit der gewählten Einlassplateaulänge in Bezug auf Ladungswechselverluste günstige Steuerzeiten erreicht (Abbildung 7.23). Außerdem können Betriebspunkte weit links im Kennfeld aufgrund der aus den niedrigen Drehzahlen resultierenden geringen absoluten  $\text{NO}_x$ -Massenströme im Schichtbetrieb gefahren werden. Aus diesen Gründen wird die Steuerstrategie „Rücksaugen aus dem Einlass“ vor dem „Rücksaugen aus dem Auslass“ für den HOS-Betrieb favorisiert.

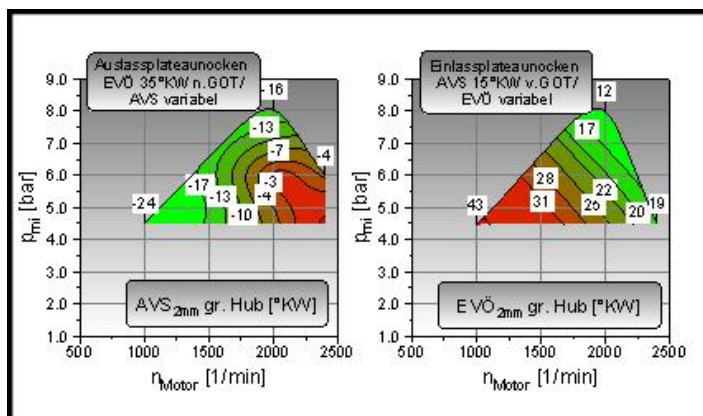
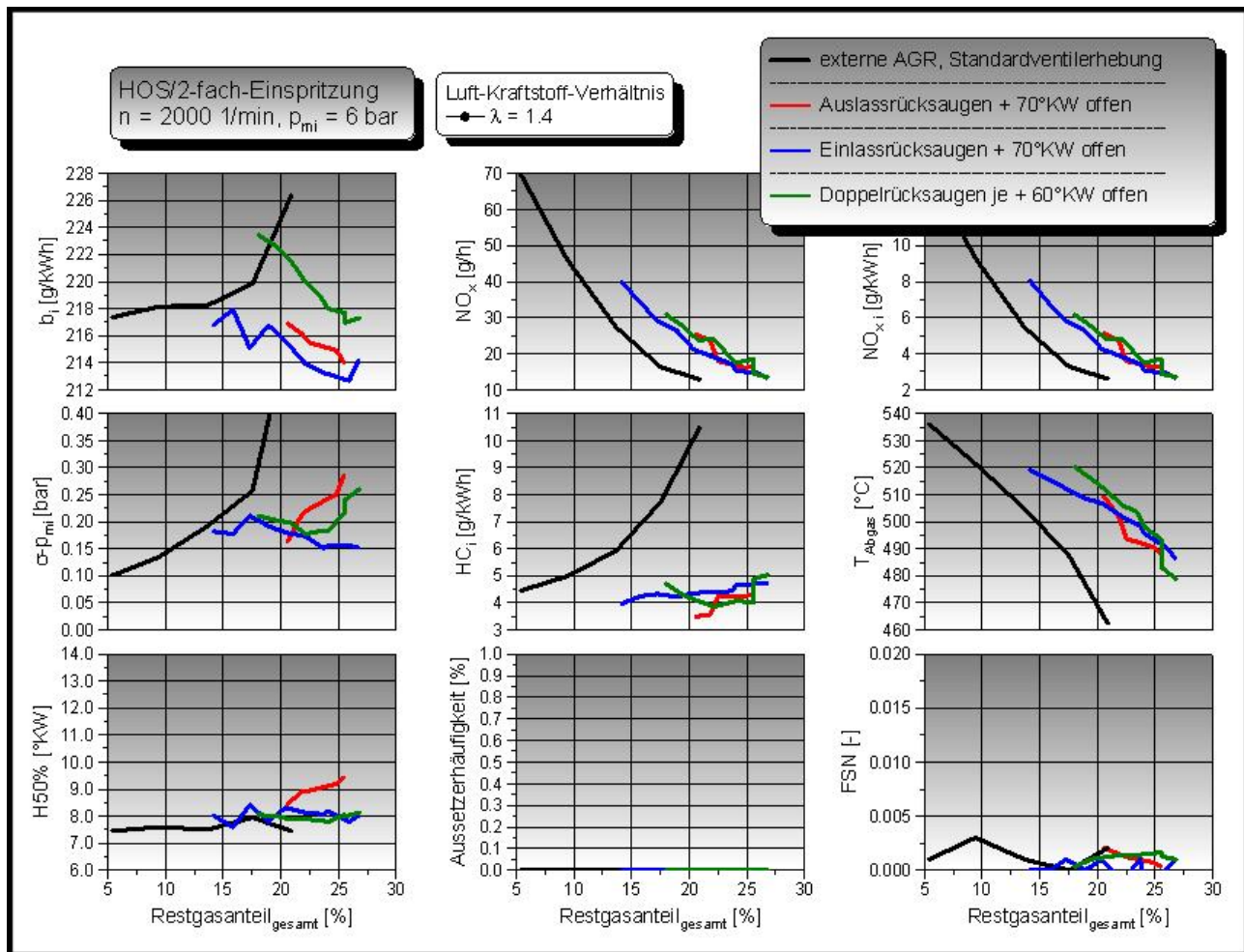


Abbildung 7.23: Homogen-Schicht – Kennfelder Einlassrücksaugen vs. Auslassrücksaugen – Steuerzeiten

### 7.3.3 Kombiniertes Einlass- und Auslasskanalrücksaugen im Homogen-Schicht-Betrieb

Abbildung 7.24 zeigt die Restgasstrategie „Doppelrücksaugen“ (kombiniertes Einlass- und Auslasskanalrücksaugen) im Vergleich zum separaten Einlass- und Auslassrücksaugen bzw. externer AGR. Bezüglich der Laufruhe und der Klopfneigung stellt die Variante Einlassrücksaugen die günstigste Möglichkeit dar.



**Abbildung 7.24:** Homogen-Schicht – Doppelrücksaugen,  
 $n = 2000 \text{ 1/min}$ ,  $p_{mi} = 6 \text{ bar}$

Beim Doppelrücksaugen kann im Vergleich zu den anderen Rücksaugvarianten keine höhere Restgasverträglichkeit erzielt werden. Die Ursache liegt im höherem Druckgefälle zwischen Einlass- und Auslassseite im Homogen-Schicht-Betrieb im Vergleich zum Schichtbetrieb. Abbildung 7.25 zeigt dazu die Ergebnisse der Druckverläufe am Einlass sowie die berechneten Massenströme über die Einlass- und Auslassventile. Aufgrund der Androsselung verhalten sich Doppel- und Auslassrücksaugen in etwa gleich, der Hauptrestgasanteil kommt direkt aus dem Auslasskanal.



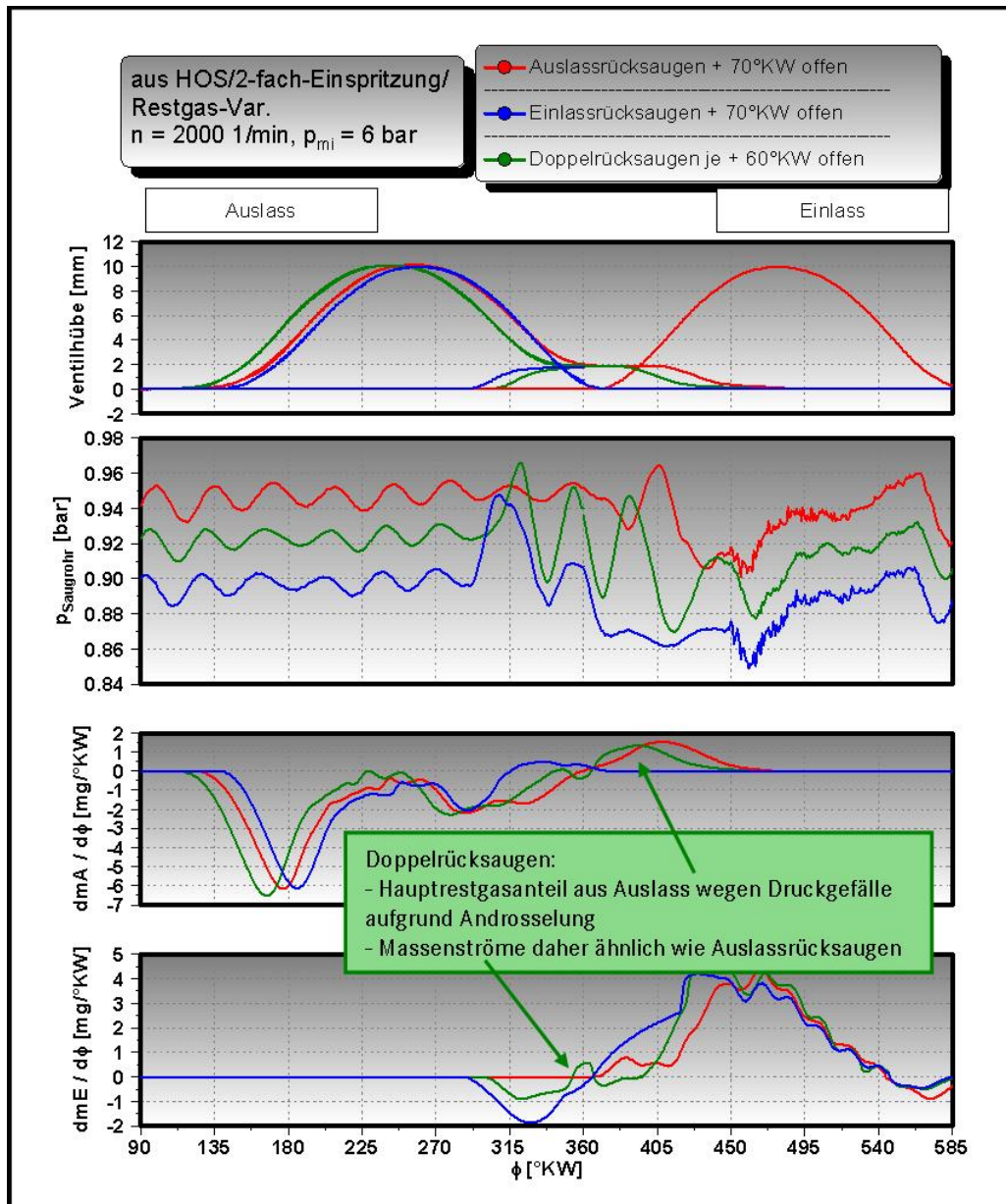


Abbildung 7.25: Homogen-Schicht – Ladungswechselanalyse Rücksaugstrategien, n = 2000 1/min, p<sub>mi</sub> = 6 bar

Das Doppelrücksaugen bringt gegenüber dem Auslassrücksaugen keine Verbesserung bei gleichen Nachteilen gegenüber dem Einlassrücksaugen, welches für den hier unterstellten Homogen-Schicht-Betrieb nach wie vor als die am besten geeignete Strategie angesehen wird.

## 7.4 Die optimierte Restgasstrategie für das Kennfeld des Magerbetriebs

Aufgrund der Randbedingungen einer Begrenzung der Plateaulänge auf „+70 °KW offen“ bei 2 mm Ventilhub (Kolbenkollision), der Einhaltung sinnvoller Steuerzeitenverstellbereiche (ca. 50 °KW) sowie nur eines „Alternativventilhub“ zum Standardhub sowohl auf der Einlass- als auch auf der Auslassseite eines zukünftigen teilvariablen mechanischen Ventiltriebs ergeben sich für das Kennfeld des Magerbetriebs zwei Restgasstrategien – jeweils zugeordnet zur jeweiligen Betriebsart. Aufgrund des entdrosselten Betriebs kann im Schichtbetrieb der notwendige Restgasgehalt am günstigsten über die Variante Doppelrücksaugen realisiert werden. Im Homogen-Schicht-Betrieb würde aufgrund eines geringfügig größeren Druckgefälles zwischen Einlass- und Auslassseite beim Doppelrücksaugen zuviel und zudem schon zu heißes Restgas zurückgesaugt (Folge: steigende Klopfneigung, späte H50%-Lagen und Laufunruhe). Deshalb wird für diese Betriebsart die Variante Einlassrücksaugen favorisiert. Abbildung 7.26 zeigt die beschriebenen Restgasstrategien im untersuchten Kennfeldbereich.

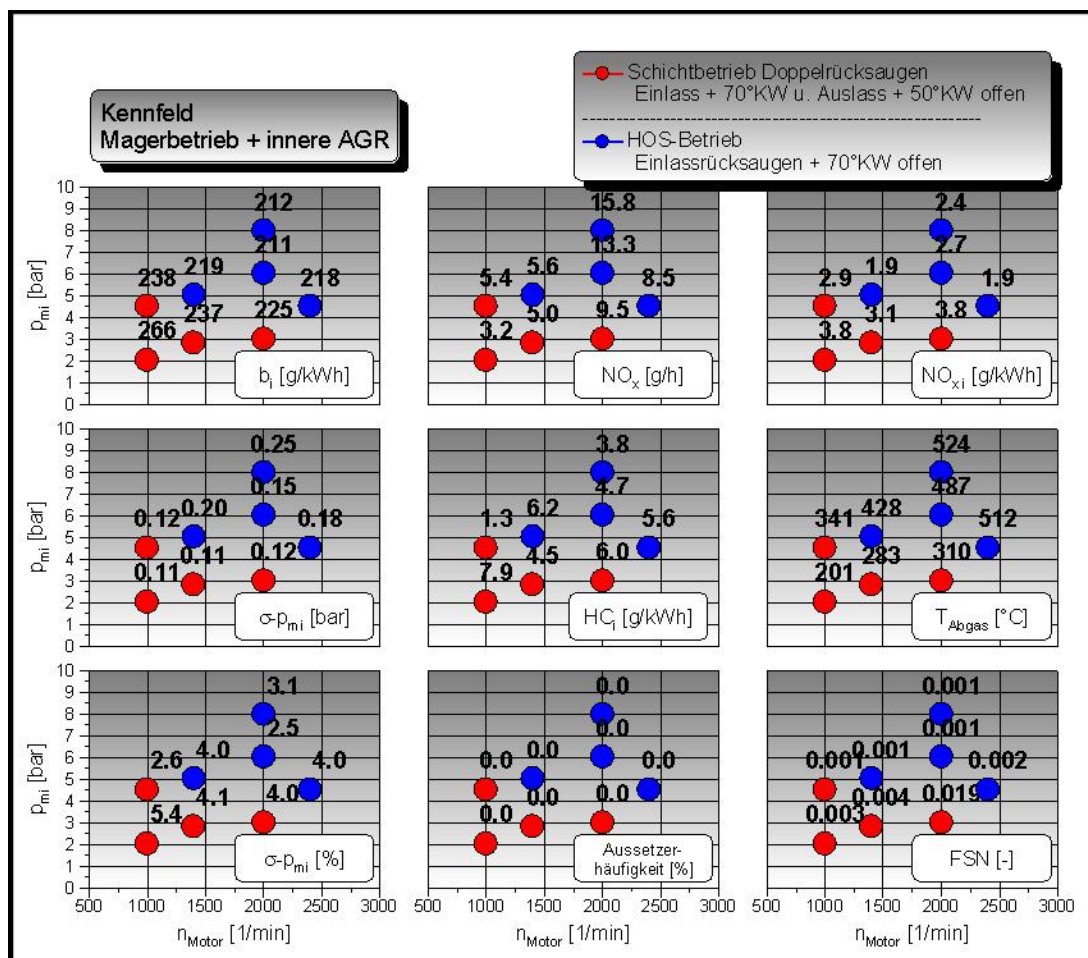
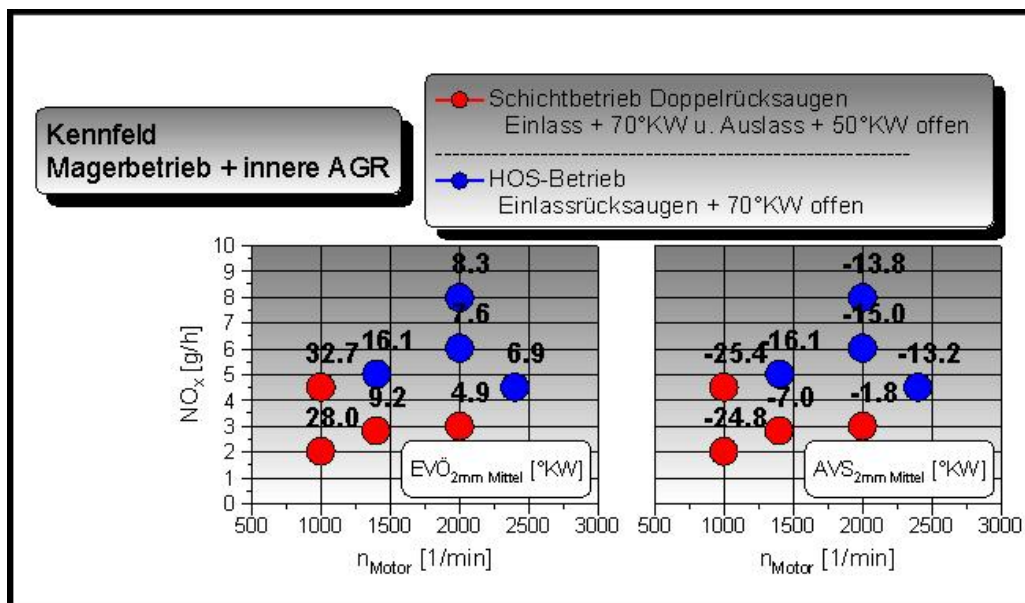


Abbildung 7.26: Magerbetrieb – Kennfeldbereiche der Betriebsarten und Restgasstrategien

Im Schichtbetrieb wird die Variante „Einlass +70 °KW offen“ und „Auslass +50 °KW offen“ verwendet. Damit steht auch im Homogen-Schicht-Betrieb („Einlassrücksaugen“) die Nocken-

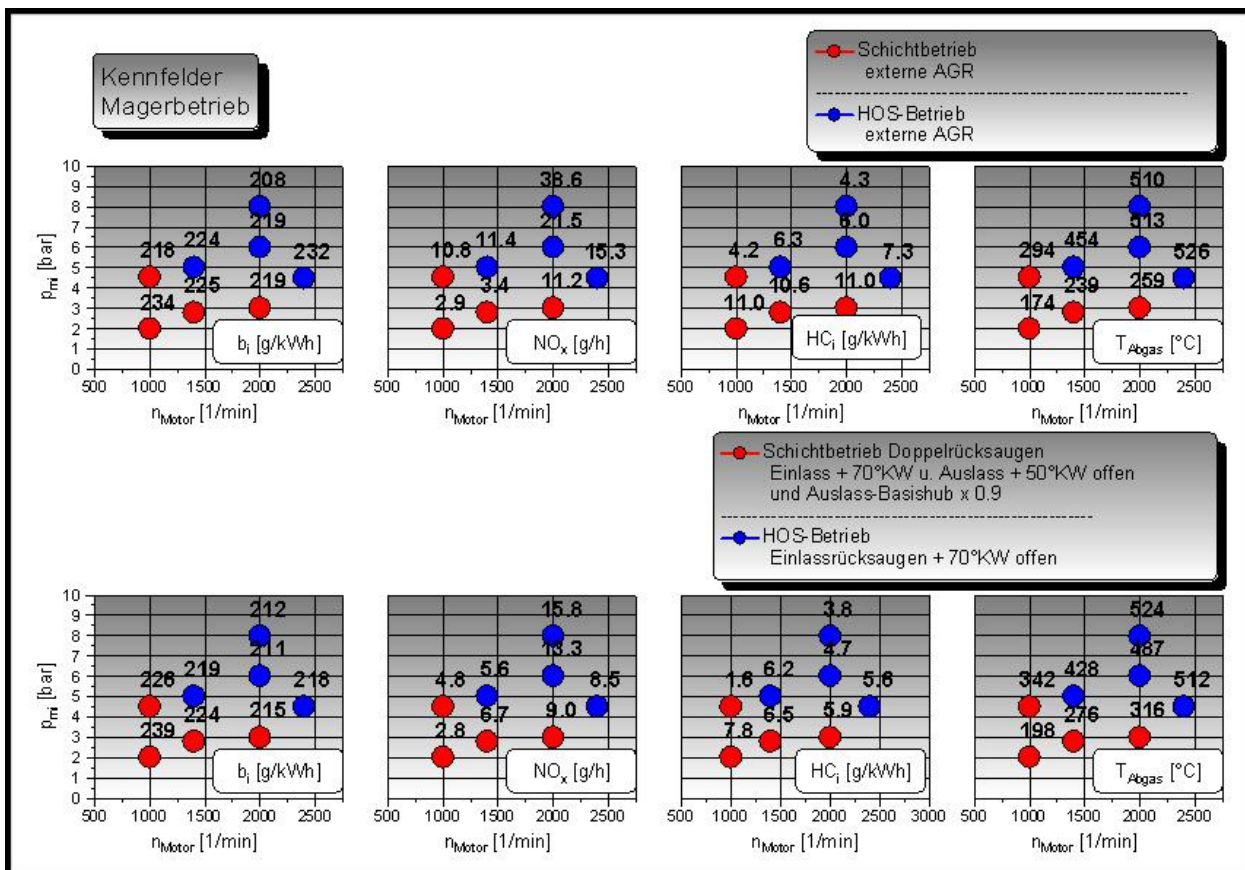
form „Einlass +70 °KW offen“ zur Verfügung. Mit der Kombination dieser Nockenvarianten können die angestrebten Zielwerte seitens des Restgasgehalts und der Stickoxidemissionen im untersuchten Kennfeldbereich erreicht werden. In Abbildung 7.27 sind die Steuerzeiten für 2 mm Ventilhub dargestellt. Aufgrund der Plateauhöhe von weniger als 2 mm befindet man sich bezüglich der Steuerzeiten noch auf dem Basishubanteil und die Werte sind zu den üblichen Steuerzeiten konventioneller Ventilhuben sehr ähnlich. Für sämtliche Betriebspunkte liegen die Steuerzeiten zudem weniger als 35 °KW vom GOT entfernt. Es treten also keine extremen Werte auf; ein Phasensteller mit herkömmlichem Verstellbereich wäre für eine Umsetzung ausreichend. Weiterhin sind die Steuerzeiten bei Verwendung der Plateaunocken günstig bezüglich auftretender Ladungswechsel- bzw. Kompressionsverluste.



**Abbildung 7.27:** Magerbetrieb – Kennfeldbereiche der Betriebsarten und Restgasstrategien (Steuerzeiten)

Eine Umschaltung vom Doppel- zum Einlassrücksaugen erfolgt im Übergangsbereich vom Schicht- in den Homogen-Schicht-Betrieb. Über den gesamten Bereich wird eine reine interne AGR favorisiert. Mit der dargestellten Restgasstrategie werden im Bereich der unteren Teillast – also vorwiegend im Schichtbetrieb – NO<sub>x</sub>-Emissionen ≤ 10 g/h/Zylinder erreicht, im Bereich oberer Teillast ( $p_{mi} \geq 4,5$  bar) Werte deutlich unterhalb von 15 g/h/Zylinder. Durch diese moderaten Stickoxidemissionen kann die Regenerationshäufigkeit der NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysatoren auf ein verträgliches Maß begrenzt werden. In Kombination mit dem jeweils sehr günstigen indizierten Kraftstoffverbrauch im betrachteten Kennfeldbereich – und damit auch außerhalb heutiger Kraftstoffverbrauchs- und Emissionszyklen – darf daher für den Magerbetrieb mit innerer AGR ein Kraftstoffverbrauchsvorteil gegenüber konventionellem  $\lambda$ -1-Betrieb bzw. gegenüber dem Magerbetrieb mit externer AGR erwartet werden.

Eine vergleichende Darstellung extern vs. intern zurückgeführtes Abgas für saugmotorischen Betrieb enthält Abbildung 7.28. In die jeweiligen Kennfelder wurden wieder die Werte mit maximal erzielbarem Restgasgehalt ohne Verletzung der Laufruhegrenze ( $\sigma\text{-}p_{mi} \leq 5\%$ ) übernommen. Das im Schichtbetrieb angewendete Doppelrycksaugen ist mit weiter optimierten Ventilhubkurven erfolgt, die auf der Auslassseite über einen geringfügig reduzierten Maximalhub verfügen (Hub und Breite für Ausschleibphase ohne Plateauanteil um ca. 10% reduziert). Dadurch konnte die Gesamtöffnungsdauer in °KW bei Beibehaltung der Plateaulänge von ca. 50 °KW verkürzt werden (günstigerer Ladungswechsel bei gleichem Restgasgehalt im untersuchten Lastbereich; weniger Ausschleibarbeit). Der Ventilhub auf der Einlassseite ist nicht weiter modifiziert worden.



**Abbildung 7.28:** Magerbetrieb – Vergleich Kennfelder extern vs. intern zurückgeführtes Abgas (Optimierte Variante)

Mit innerer AGR werden für diese Ventilhubkombination im Schichtbereich die gleichen Kraftstoffverbrauchswerte erreicht wie mit externer Abgasrückführung (Messtoleranz ca. 1-2%) mit leichten Nachteilen bei sehr kleinen Drehzahlen ( $n < 1400$  1/min) und Vorteilen bei Drehzahlen  $n \geq 1400$  1/min. Die  $\text{NO}_x$ -Rohemissionswerte können überall im Schichtbetrieb unter der für die Abgasnachbehandlung kritischen Werte von ca. 10 g/h gehalten werden. Der Hauptvorteil der inneren AGR für den Schichtbereich liegt aber bei den HC-Emissionen, diese können um mehr als 30% abgesenkt werden bei gleichzeitiger Steigerung der Abgastemperatur um ca. 50 K in Bereiche um 300 °C und darüber hinaus.

Im Homogen-Schicht-Betrieb können aufgrund der erhöhten Restgasverträglichkeit sogar Kraftstoffverbrauchsvorteile (mittlere Teillast) und Vorteile bei den  $\text{NO}_x$ -Emissionen (gesamter be-

trachteter Bereich  $\leq 20 \text{ g/h}$ ) erzielt werden. Aufgrund des erhöhten Gesamtrestgasgehalts liegen die Abgastemperaturen teilweise sogar unter denen der externen Abgasrückführung.

Weiterhin lässt sich die innere AGR insbesondere im Schichtbetrieb mit Aufladeeffekten bzw. einer „Vorspannung des Turboladers“ kombinieren. Der Abgasgegendruck wird z. B. durch teilweises Schließen des Wastegates zum Einhalten einer gewissen Ladermindestdrehzahl als Vorhalt für einen Lastsprung (Ansprechverhalten/Fahrbarkeit) leicht erhöht. Durch den gleichzeitigen Aufladeeffekt (erhöhter Saugrohrdruck), die Ladungsverdünnung mit Luft und den höheren Restgasgehalt infolge des Abgasgegendrucks können im Schichtbetrieb bei gleichen Steuerzeiten sogar noch geringfügig niedrigere Stickoxidemissionen bei leichten Kraftstoffverbrauchsvorteilen ( $n \geq 1400 \text{ 1/min}$ ) bzw. bei nur sehr geringen Kraftstoffverbrauchsnachteilen ( $n < 1400 \text{ 1/min}$ ) erreicht werden (Abbildung 7.29).

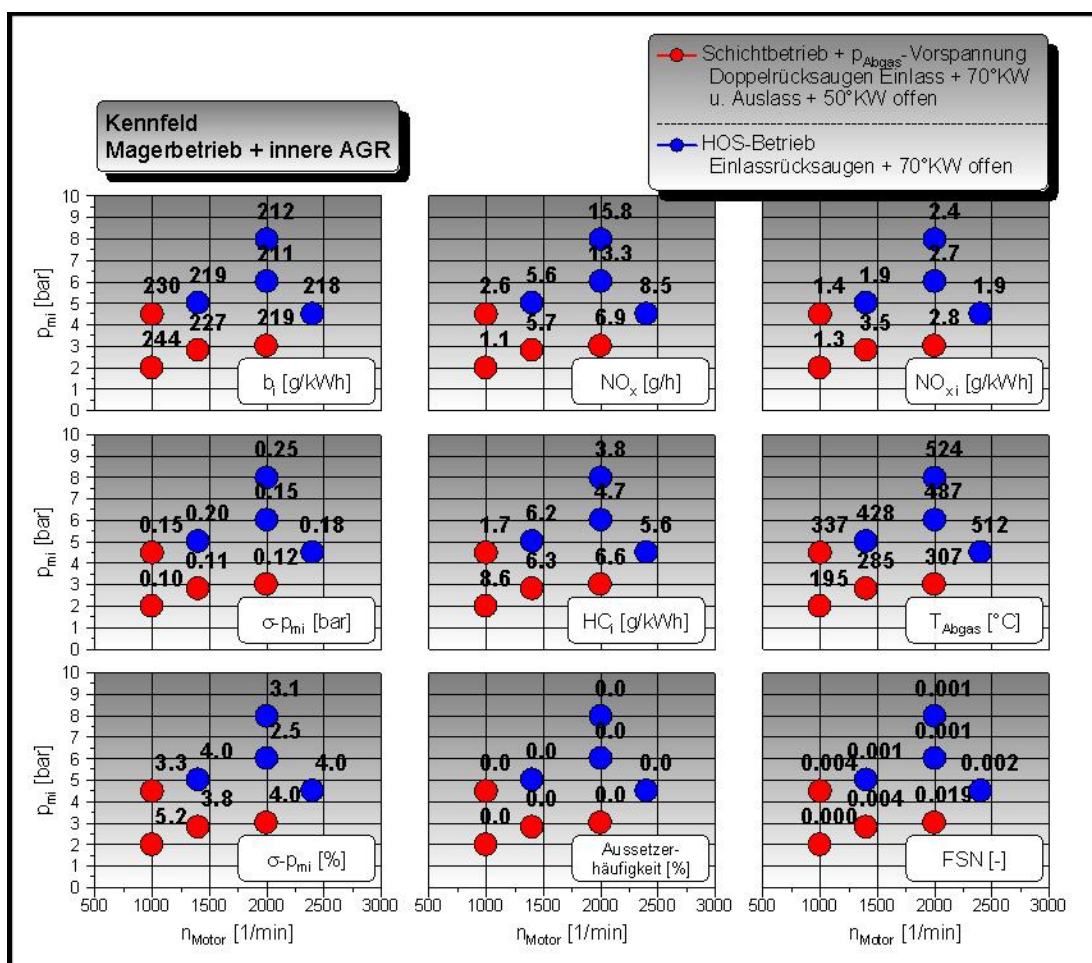


Abbildung 7.29: Kennfeldbereiche der Betriebsarten im Magerbetrieb – Restgasstrategien mit Aufladeeffekten

## 7.5 Sekundärnutzen und -effekte der alternativen Nockenprofile

In dem dargestellten Verbrennungskonzept mit innerer AGR, das mittels spezieller Nockenformen („Plateaunocken“) und eines möglichen Ventiltriebkonzepts mit Ventilhubumschaltung umgesetzt werden kann, bildet der (teil-)entdrosselte Magerbetrieb den Hauptfokus der Untersuchungen. Darüber hinaus liefern Überlegungen hinsichtlich einer Kombination der Plateaunockenformen mit homogen-stöchiometrischer Verbrennung interessante Aspekte, z. B. zum Ausschöpfen von Kraftstoffverbrauchspotentialen bzw. zur Absicherung von Fehlerfällen (Umschalten verhindert etc.):

- Kraftstoffverbrauchspotential durch (thermische) Entdrosselung beim Abgasrücksaugen bei  $\lambda = 1$
- Lastbegrenzung nach unten – maximal verträglicher Restgasgehalt vs. über Steuerzeiten minimal erzielbarer Restgasgehalt (stark androsselter Betrieb)
- Lastbegrenzung nach oben – Einfluss der rückgesaugten Restgasmasse auf die Klopfneigung

Im homogen-stöchiometrischen Betrieb zielen sämtliche Konzepte auf die Entdrosselung durch Restgas bei Beibehaltung der Emissionsneutralität ab. Als Vergleichsgrundlage für das Entdrosselungskonzept „Rücksaugen“ dient der homogen-stöchiometrische Betrieb mit konventionellen Nockenprofilen ohne externe AGR bzw. der FES-Betrieb mit reduzierten asymmetrischen Einlassventilhuben und einer überlagerten Drallströmung zur besseren Umsetzung (Abbildung 7.30).

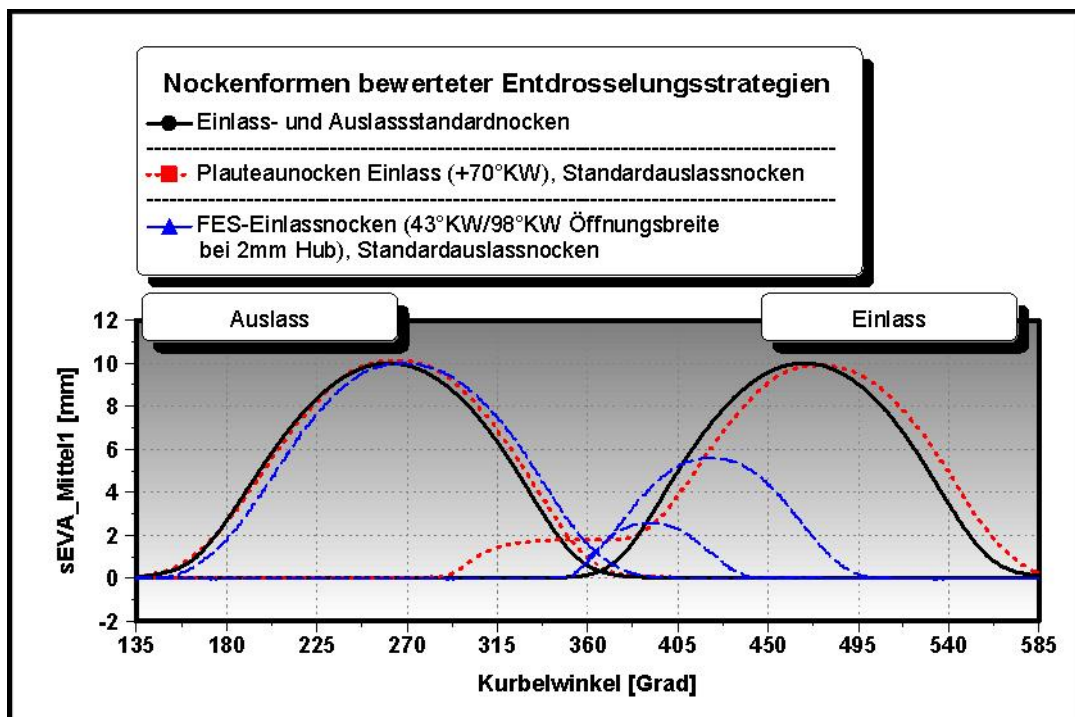
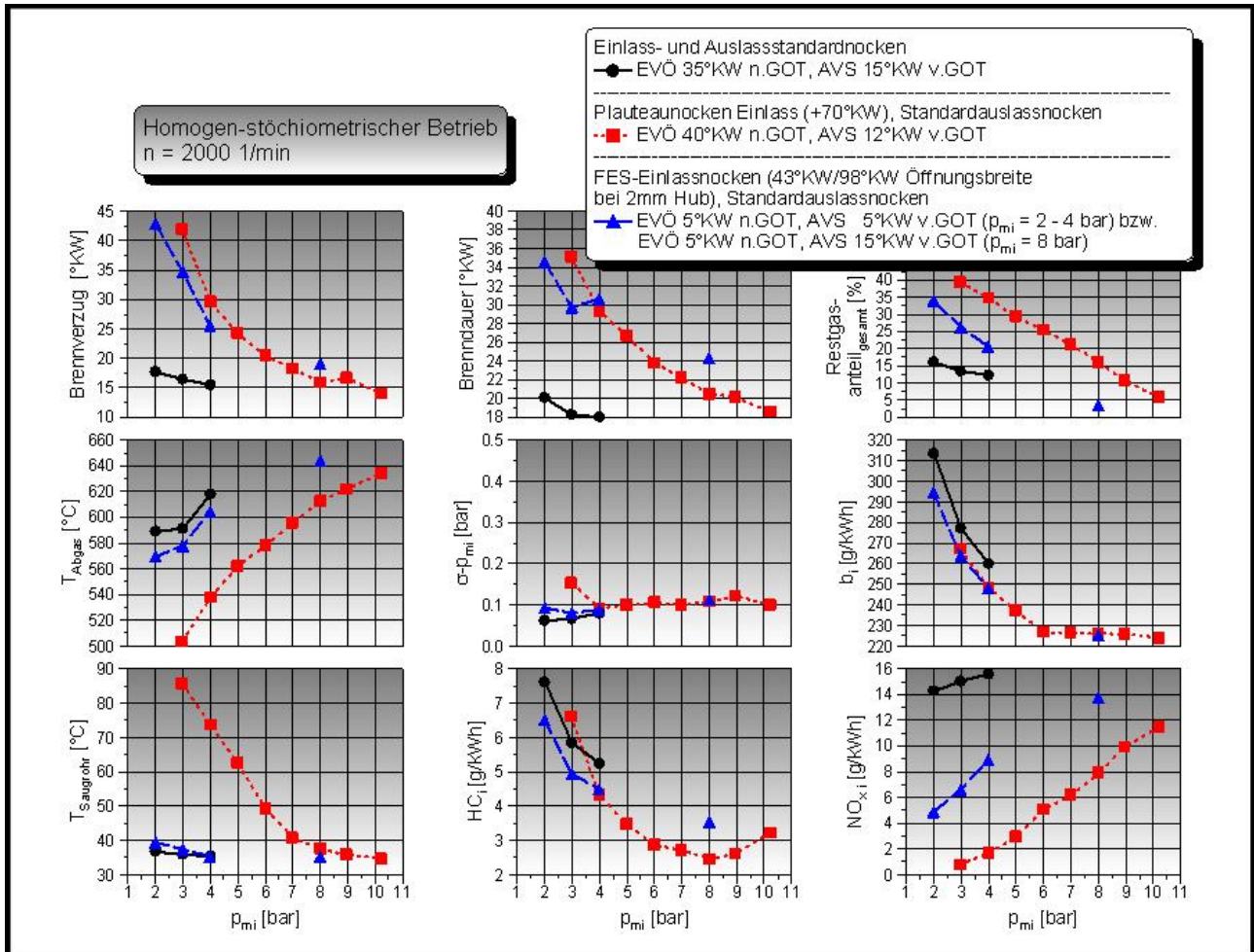


Abbildung 7.30: Nockenformen bewerteter Entdrosselungsstrategien (homogen-stöchiometrischer Betrieb)

Abbildung 7.31 zeigt die motorischen Ergebnisse bei Nutzung des Einlassplateaunockens „+70°KW offen“ (Einlassrücksaugen) im Vergleich zum konventionellen Betrieb mit Standardnockenprofilen und im Vergleich zu der FES-Strategie mit asymmetrischen Einlassnockenprofilen.



**Abbildung 7.31:** Sekundäreffekte der Plateaunocken – Lastschnitt  
 $n = 2000$  1/min (homogen-stöchiometrischer Betrieb)

Für die Standard- bzw. die FES-Konfiguration ist eine Optimierung bezüglich des Kraftstoffverbrauchs erfolgt. Mit der Strategie „Einlassrücksaugen“ kann trotz einer nicht erfolgten Optimierung der gleiche Kraftstoffverbrauch erzielt werden. Gleichzeitig zeigen die Ergebnisse, dass der Motor mit der favorisierten Nockenvariante auch bei  $\lambda = 1$  über einen großen Lastbereich zu betreiben ist. In Relation zu den Vergleichskonzepten ergibt sich sogar eine niedrigere Abgastemperatur. Dies könnte evtl. ein schnelleres Einregeln des Schichtbetriebs nach einer Vollastfahrt ermöglichen. Die für die Stickoxidreduzierung relevanten Speicherkatalysatoren erreichen bei kälterem Abgas schneller das Temperaturfenster, bei dem ihre Speicherfunktion aktiv ist.





## 8 Weitere Technologiebausteine strahlgeführter Brennverfahren: Einspritzdruck und Zündung

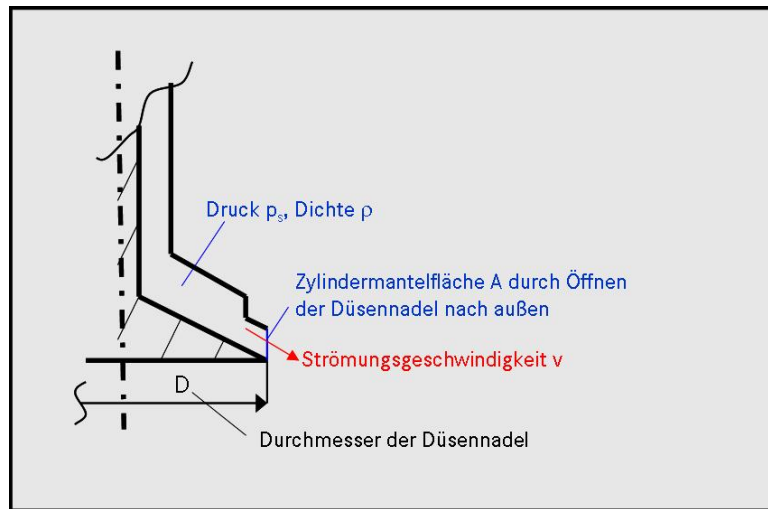
### 8.1 Einspritzdruckerhöhung

Wie in Kapitel 2 beschrieben wird das strahlgeführte Brennverfahren mit Piezo-A-Injektor mit einem Einspritzdruck von ca. 200 bar betrieben. Aufgrund der sehr kurzen Gemischbildungszeiten muss aber z. B. das Erreichen zukünftiger Partikelgrenzwerte (EURO6  $6 \cdot 10^{11}$  #/km), insbesondere hinsichtlich der Partikelanzahl, als kritisch bewertet werden. Um die Luftefassung des eingespritzten Kraftstoffs zu verbessern, war und ist die Taktung der Einspritzung das Mittel der Wahl. Nachteilig wirkt sich das mehrmalige schnelle Öffnen und Schließen der Düsennadel auf die Geräusentwicklung aus. Der Injektor wird durch die höhere Anzahl der Schaltvorgänge des Ventils zudem stärker belastet. Aus diesem Grund folgen Überlegungen – wieder ähnlich dem beim Dieselmotor beschrittenen Weg bzw. am Ottomotor mit Mehrlochventilen [44; 60; 78] – den Einspritzdruck bei Verwendung von Piezo-A-Düsen zu erhöhen. Dies erfolgt in einem ersten Schritt mit der Serieninjektortechnologie, welche an sich aber nicht für höhere Einspritzdrücke als 200 bar ausgelegt ist. Demzufolge ist das hydraulisch-elektromechanische System bezüglich seiner Kräfte nicht mehr ausgeglichen. Aus diesem Grund ist das Verhalten der Versuchsmuster nicht immer reproduzierbar. D. h. die Korrelation aus Ansteuerdauer, sich daraus ergebende Öffnungs- und Schließflanken sowie Hub der Düsennadel mit der eingespritzten Kraftstoffmenge sind nicht mehr bzw. nicht immer (reproduzierbar) gegeben. Ebenso ist das Verhalten von Hochdruckpumpen für Ottokraftstoffe kritisch hinsichtlich des Eigenschmierhaltens durch die unter Hochdruck zu setzende Flüssigkeit. Zum Zeitpunkt der Untersuchungen stand keine serienmäßige Hochdruckpumpe zur Verfügung, welche für Ottokraftstoff bei einem Druck größer als 200 bar dauerhaft ausgelegt war. Aufgrund der im Vergleich zum Dieselmotor noch relativ moderaten Druckerhöhung auf ca. 300 bar erwies sich der Überlastbetrieb der vorhandenen Benzinhochdruckpumpe aber als unkritisch.

Erste Versuche in dieser Arbeit bei höherem Druck werden mit einer Einfacheinspritzung durchgeführt, da hier die Anzahl der einzustellenden Parameter begrenzt ist. Trotz des bekannten und nicht optimalen Verhaltens der Einfacheinspritzung können grundsätzliche Zusammenhänge schon bei dieser Einspritzart aufgezeigt werden. Wie im Kapitel 2 erläutert, ist im Schichtbetrieb neben dem Schwerpunkt der Verbrennung nicht nur die absolute Lage des Zündzeitpunkts im Bezug zum oberen Totpunkt, sondern auch die Lage bezogen auf das Einspritzende (EBZ) für die Stabilität der Verbrennung entscheidend. In einem nächsten Schritt erfolgt der Übergang zur getakteten Einspritzung auch bei erhöhtem Einspritzdruck. Um bei erhöhtem Einspritzdruck die Aufteilung der Kraftstoffmenge auf die einzelnen Takte konstant zu halten, muss die Ansteuerdauer reduziert werden. Zur Ermittlung der notwendigen Ansteuerdauer wurden dazu folgende Annahmen getroffen:

- gleicher Anstieg der Öffnungs- und Schließflanke der Düsennadel wie beim Referenzdruck
- Gegendruck bei beginnendem Einspritzvorgang wird gegenüber Einspritzdruck vernachlässigt (nur Staudruck der ausströmenden Flüssigkeit)
- die Düsinnenströmung wird zum Einspritzzeitpunkt als ruhend angenommen (nur statischer Druck)

Unter diesen Vereinfachungen ergeben sich für die Bedingung „gleiche Kraftstoffmenge“ die in Abbildung 8.1 dargestellten Zusammenhänge.



**Abbildung 8.1:** Ansteuerdauer Einzelakte bei erhöhtem Einspritzdruck

$$p_s = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \quad \text{mit} \quad x = \sqrt{\frac{p_{s1}}{p_{s2}}} \quad \text{ergibt sich} \quad (8.1)$$

$$v_2 = v_1 \cdot x = v_1 \cdot \sqrt{\frac{p_{s1}}{p_{s2}}} \quad (8.2)$$

Der Öffnungsquerschnitt ergibt sich aus der Mantelfläche eines Zylinders bzw. Kegelstumpfs:

$$A \approx 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot D\right) \cdot h(t_i) \quad (8.3)$$

Mit der Kontinuitätsgleichung erhält man:

$$A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2 \quad \text{mit} \quad A \approx h(t_i) \approx t_i \quad (8.4)$$

Daraus folgt der Zusammenhang für die Ansteuerdauer des Injektors:

$$t_{i2} \approx \sqrt{p_1/p_2} \cdot t_{i1} \quad (8.5)$$

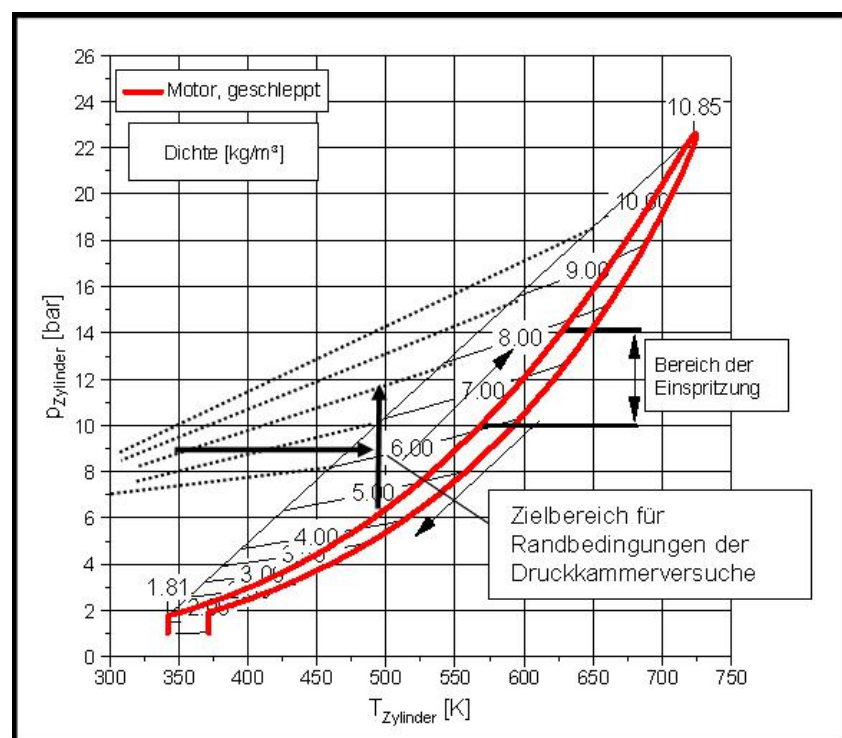
Die Überprüfung des Zusammenhanges zeigt jedoch, dass insbesondere bei kleinsten Einspritzmengen ( $t_i \leq 0,1$  ms), wie sie teilweise bei der getakteten Einspritzung verwendet werden, die Ansteuerdauer nicht reduziert werden darf, da andernfalls zu wenig Kraftstoff eingespritzt wird. Das kann u. a. zur Folge haben, dass die Dreifacheinspritzung bei einem Einspritzdruck  $> 200$  bar besonders im Dauerbetrieb kein vollständig reproduzierbares Verhalten zeigt.

### 8.1.1 Strahldiagnostik

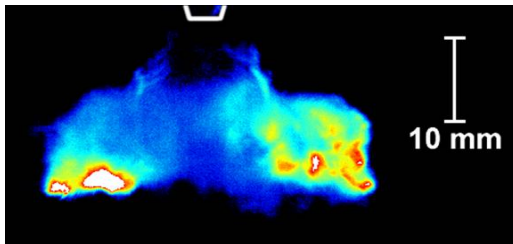
#### Visualisierung der Sprayausbreitung in der Temperatur-Druck-Kammer

Neben Untersuchungen am Transparentaggregat sowie am Einzylinderaggregat wurde das Strahlverhalten bei erhöhtem Einspritzdruck auch in einer beheizten Druckkammer mittels MIE-Streulichtverfahren untersucht. Dabei wird ein Lichtschnitt in die Strahlkegelmittlebene eingekoppelt und der Lichtschnitt des Sprays via Hochgeschwindigkeitskamera aufgenommen. Der Raum, in den eingespritzt wird, ist in der Druckkammer im Vergleich zum realen Brennraum relativ groß und die Luft in diesem in Ruhe.

Für das Verhalten des Kraftstoffstrahls ist die Dichte – also das Zusammenwirken von Druck und Temperatur – des Mediums, in das eingespritzt wird, die maßgebliche Größe, welche z. B. das Eindringverhalten, den Strahlaufbruch und die Verdampfung beeinflusst. Im Schichtbetrieb erfolgt die Einspritzung in den Kompressionshub sehr spät und damit bei recht hohen Zylinderdrücken (10 bis 14 bar bei  $n = 2000$  1/min; voll entdrosselt) und Temperaturen (ca. 550 bis 650 K). Diese Randbedingungen wurden am geschleppten Einzylinderaggregat ermittelt (Abbildung 8.2), welches für die Untersuchungen zur Einspritzdruckerhöhung benutzt wird. In der beheizten Kammer zur Strahldiagnostik lassen sich nur Temperaturen bis ca. 470 K realisieren. Um eine ähnliche Dichte von 6 bis 8  $\text{kg}/\text{m}^3$  wie am Motor zum Einspritzzeitpunkt darzustellen, muss ein Kammerdruck von ca. 6 bis 9 bar eingestellt werden.

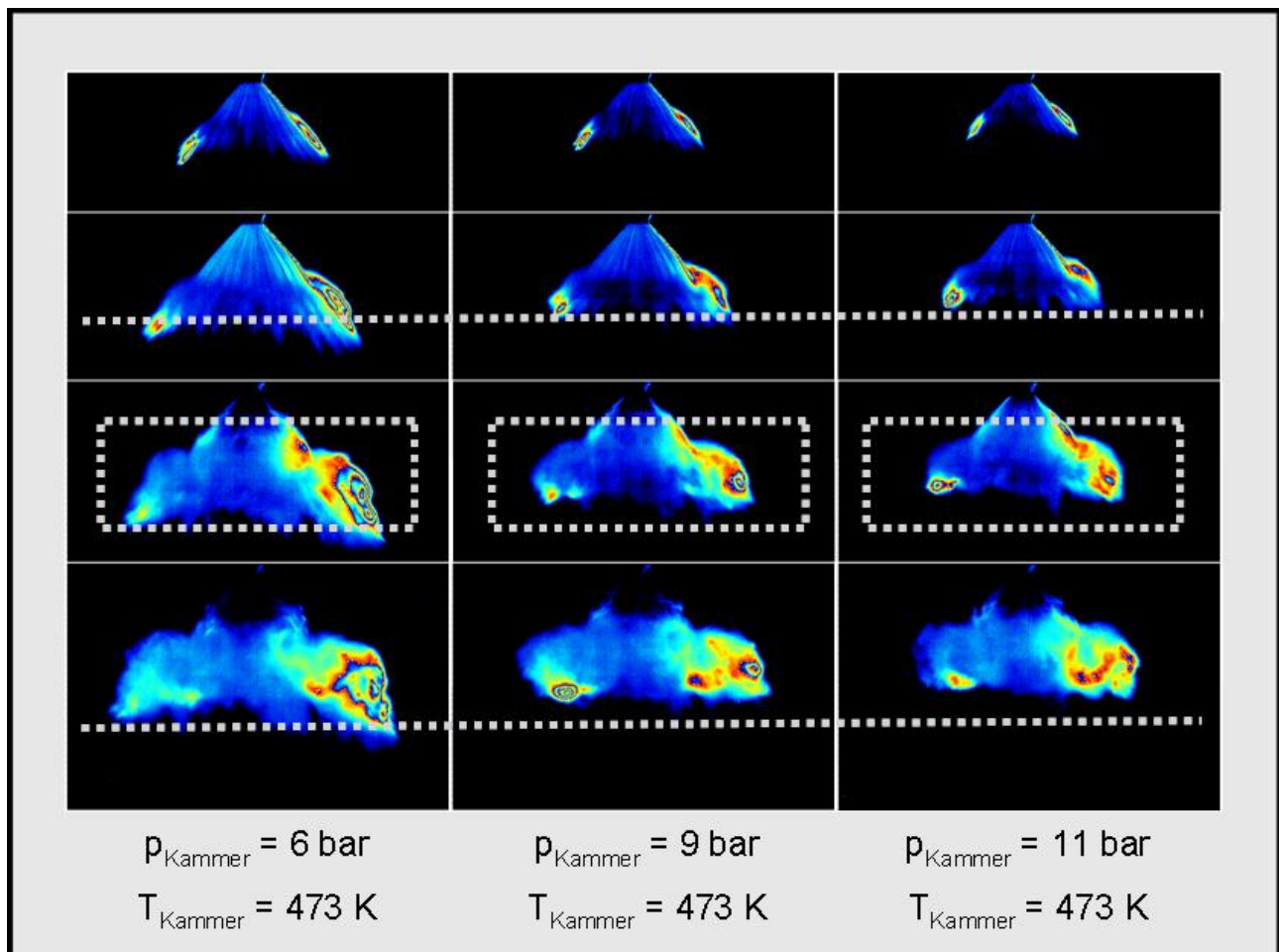


**Abbildung 8.2:** Randbedingungen Strahldiagnostik in der Druckkammer



**Abbildung 8.3:** Bildmaßstab Strahldiagnostik in der Druckkammer

Eine Aufnahme des Kraftstoffstrahls kurz nach Ansteuerende des Injektors in einer Falschfarbendarstellung mit dem dazugehörigen Darstellungsmaßstab zeigt Abbildung 8.3. Je weiter die Farbe des Sprays im roten Bereich liegt, desto größer ist der Flüssiganteil. Zunächst wird der Einfluss des Gegendrucks und damit der Einspritzzeitpunkt auf OT im Schichtbetrieb betrachtet. Bei der Kammertemperatur 473 K wurde dazu der Kammerdruck für den Kraftstoffdruck von 200 bar und Einfacheinspritzung zwischen 6 und 11 bar variiert (Abbildung 8.4).

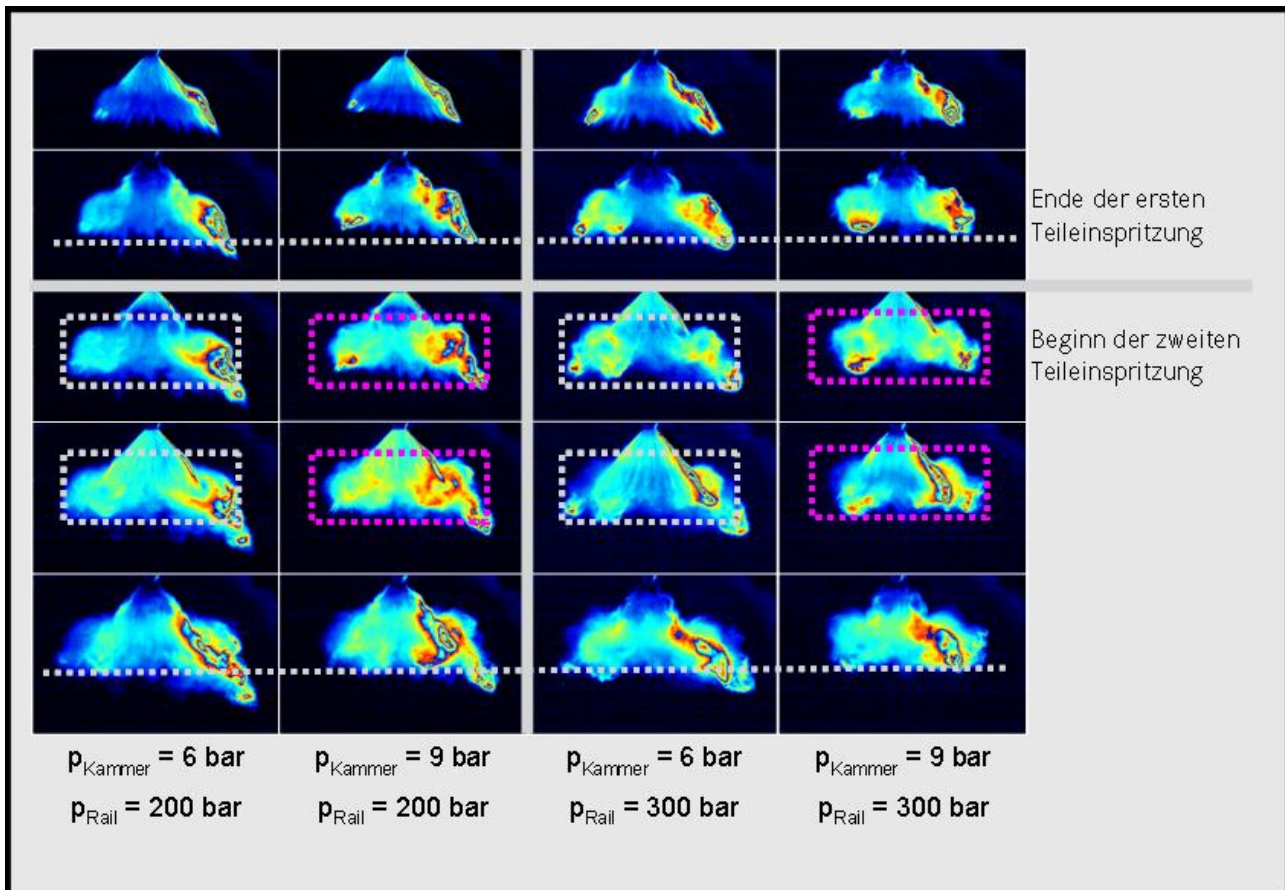


**Abbildung 8.4:** Strahldiagnostik – Variation Kammerdruck bei  $p_{\text{Rail}} = 200 \text{ bar}$ ,  $T_{\text{Kammer}} = 473 \text{ K}$ , Strahlkegel  $85^\circ$ , Einfacheinspritzung

Diese Druckspanne bildet in der Kammer die Dichteverhältnisse vom Motor zwischen relativ frühem und spätem Einspritzzeitpunkt – und damit früher und später Verbrennungsschwerpunkt – ab. Die Gesamtmasse an eingespritztem Kraftstoff entspricht jeweils ca. dem Lastpunkt  $n = 2000 \text{ 1/min}$  bei  $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$  am Einzylinderaggregat. Die gegenübergestellten Aufnahmen zeigen jeweils den gleichen Zeitpunkt bezogen auf den zeitlichen Verlauf der Injektoransteuerung. Mit zunehmendem Gegendruck nimmt die Eindringtiefe des Kraftstoffstrahls leicht ab,

der gesamte Kraftstoffstrahl ist deutlich kompakter. Weiterhin scheint sich bei höherem Gegen-  
druck der stärker leuchtende Bereich des Kraftstoffstrahls, also eher fettere Zonen, im unteren  
Bereich und damit in der des eher kalten Kolbenbodens zu befinden. Der Kraftstoffstrahl zeigt  
eine leichte Tendenz, sich zusammen zu ziehen bei höherem Gegen-  
druck, d. h. es bildet sich im  
Kegelinneren ein stärkerer Unterdruck aus, der nicht ausgeglichen wird. Die größere Kompakt-  
heit in Kombination mit der ungünstigeren Aufteilung fatter Zonen im Kraftstoffstrahl selbst  
sind vermutlich eine der Ursachen für die erhöhten Anteile unverbrannten Kraftstoffs im Abgas  
bei späten Verbrennungsschwerpunktlagen. Eine Auswertung der Strahlkontur befindet sich im  
Anhang in der Abbildung A18. Die Tendenz des sich Zusammenziehens ist in der Druckkammer  
ohne die die Strömung beeinflussenden Brennraumwände stärker ausgeprägt als z. B. am Trans-  
parentaggregat (siehe folgendes Kapitel). Dieser Effekt bei den Kammeruntersuchungen zeigt  
aber nur auf, wie sich der Strahl unbeeinflusst durch jegliche im Motor vorhandenen Einflüsse  
bei höherem Druck verhält und darf in diesem Schritt der Untersuchungen nicht überbewertet  
werden.

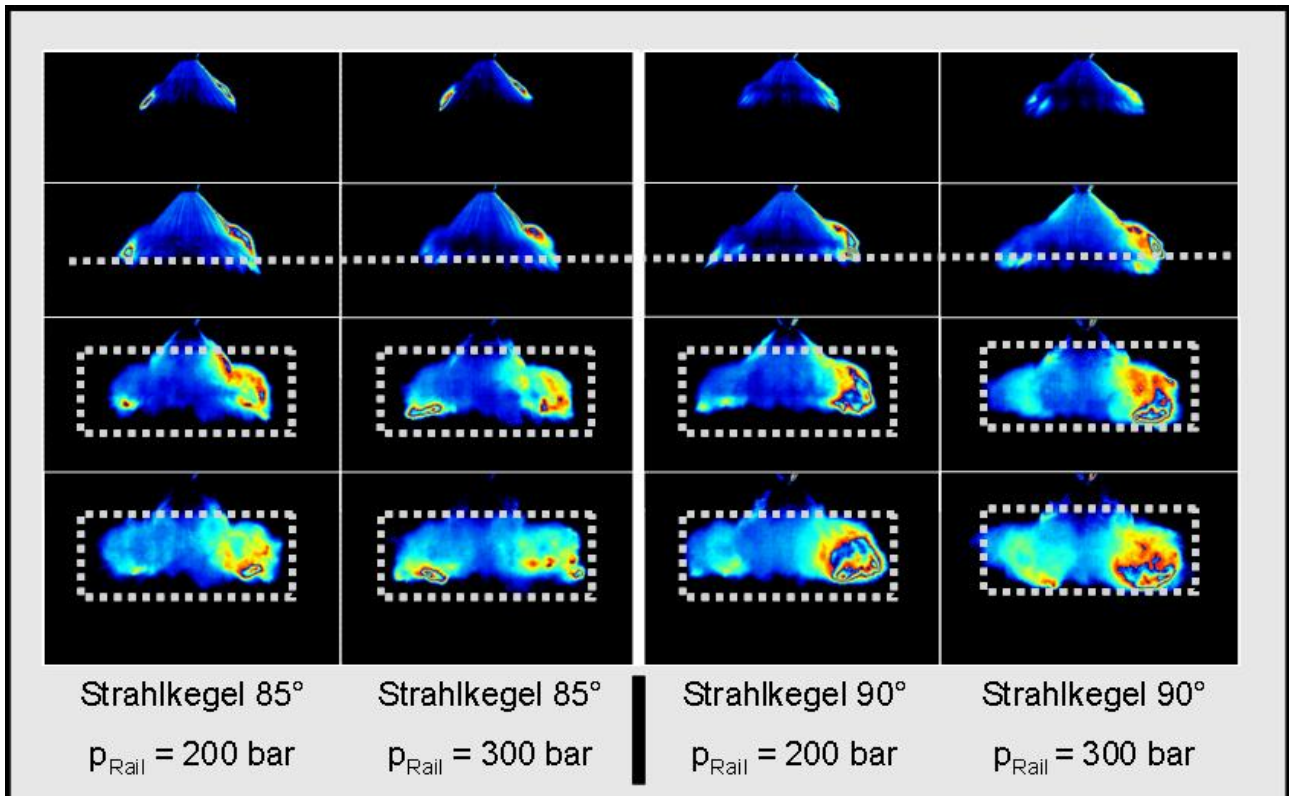
Abbildung 8.5 zeigt die Variation des Gegendrucks bei Zweifacheinspritzung für den Einspritzdruck von 200 bar und 300 bar bei gleicher Gesamteinspritzmenge. Die Aufteilung der Gesamtmenge auf zwei Teileinspritzungen ist so gewählt, dass diese etwa dem Lastpunkt  $n = 2000$  1/min bei  $p_{mi} = 3$  bar am Einzylinderaggregat entsprechen. Die gegenübergestellten Aufnahmen zeigen



**Abbildung 8.5:** Strahldiagnostik – Variation Kammerdruck bei  $p_{Rail} = 200$  und  $300$  bar,  $T_{Kammer} = 473$  K, Strahlkegel  $85^\circ$ , Zweifacheinspritzung

wiederum jeweils den gleichen Zeitpunkt bezogen auf den zeitlichen Verlauf der Injektoransteuerung. Bei höherem Gegendruck weisen die Strahlkegel bei beiden Einspritzdrücken eine größere Kompaktheit auf. Der Anteil fetter Zonen - visualisiert durch die roten und gelben Bereiche - ist stärker ausgeprägt als bei niedrigem Gegendruck. Gegenüber  $200$  bar Einspritzdruck sind bei  $300$  bar die roten oder gelben Bereiche aber deutlich kleiner. Dies lässt auf einen geringen Flüssiganteil und damit wie zu erwarten auf eine schnellere Gemischaufbereitung bei höherem Druck schließen. Vergleicht man nur die beiden Einspritzdrücke bei hohem Gegendruck (z. B. das Spray jeweils innerhalb der violetten Rechtecke), so lässt sich eine stärkere Tendenz des sich Zusammenziehens des Strahls bei  $300$  bar erkennen. Der höhere Impuls des Strömungsfelds im Inneren des Strahlkegels infolge des höheren Drucks erzeugt vermutlich auch bei Zweifacheinspritzung einen höheren Unterdruck, der nicht ausgeglichen werden kann. Zusätzlich lässt sich der im Vergleich zu  $200$  bar schon stärker aufbereitete bzw. gasförmige Kraftstoff leichter von der strahlinduzierten Strömung beeinflussen. Deutlich ausgeprägt zeigt sich dieser Effekt auch an der Strahlkontur, die im Anhang in Abbildung A19 dargestellt ist.

Um einer möglichen Tendenz des Strahls zum Zusammenziehen entgegenzuwirken, wird in der beheizten Druckkammer auch eine Einspritzdüse betrachtet, die einen Strahlkegelwinkel von ca.  $90^\circ$  erzeugt. Abbildung 8.6 zeigt den Vergleich der Strahlkegelwinkel  $85^\circ$  und  $90^\circ$  bei einem Kammerdruck (9 bar), der einem Einspritzzeitpunkt zum Erreichen einer späten Verbrennungsschwerpunktage entsprechen würde.

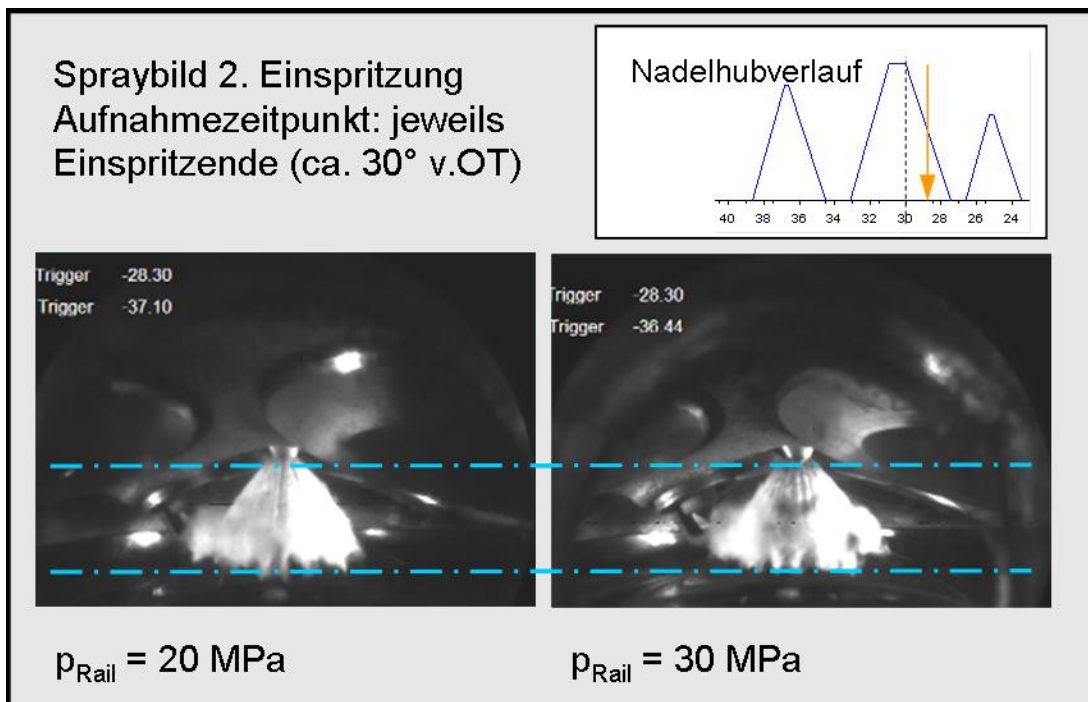


**Abbildung 8.6:** Strahldiagnostik – Strahlkegelwinkel  $85^\circ$  und  $90^\circ$  bei  $p_{\text{Rail}} = 200$  und  $300 \text{ bar}$ ,  $T_{\text{Kammer}} = 473 \text{ K}$ , hoher Gegendruck, Einfacheinspritzung

Sowohl im Eindringverhalten in vertikaler als auch in horizontaler Richtung sind keine gravierenden Unterschiede festzustellen. Es konnte auch kein signifikanter Unterschied bei der Strahldynamik selbst festgestellt werden. Eine stärkere Tendenz zum Kontrahieren bei erhöhtem Einspritzdruck war mit dieser Untersuchungsmethode nicht detektierbar.

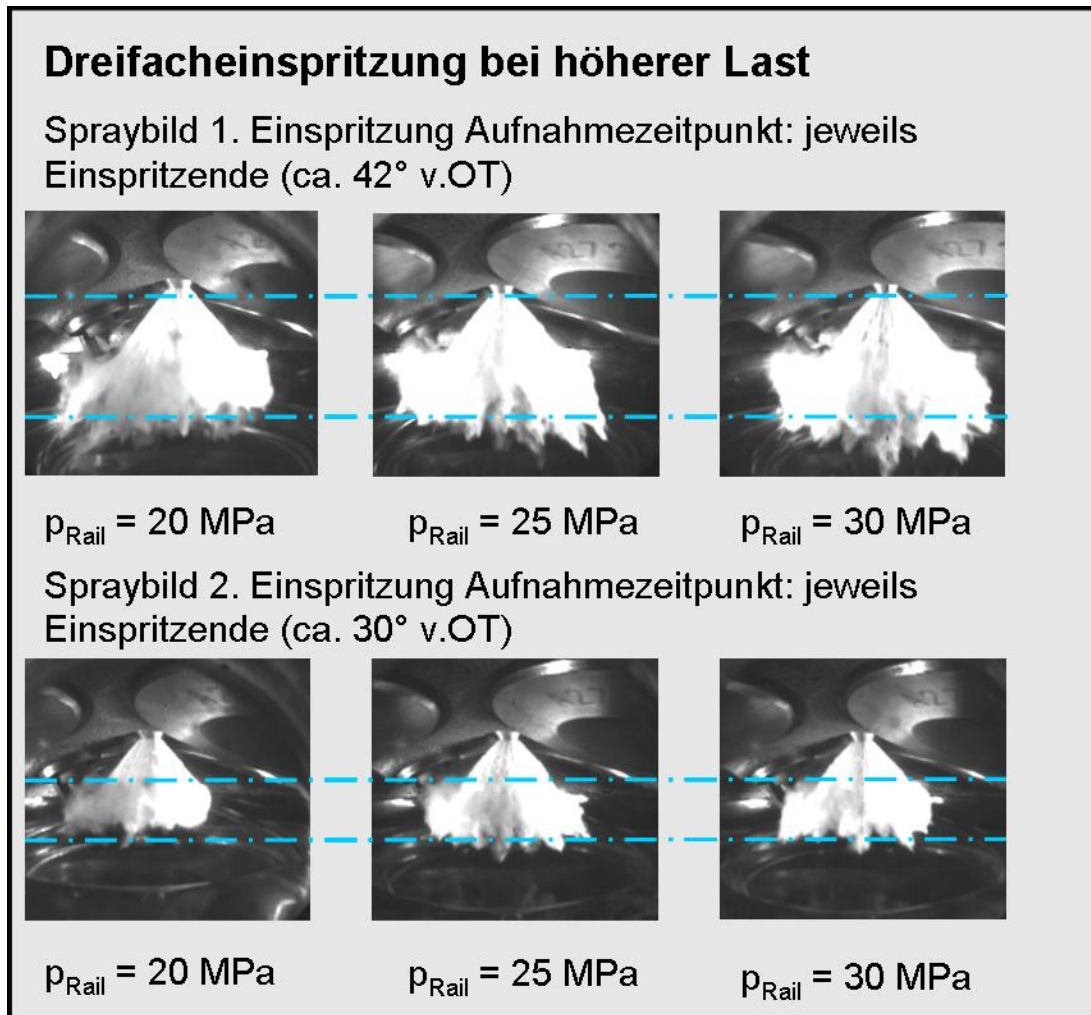
## Untersuchungen am geschleppten Transparentaggregat

Die Änderung des Einspritzdrucks beeinflusst neben der Gemischaufbereitung auch die Kraftstoffpenetration im Brennraum. Um diese Vorgänge zu visualisieren, wurden Untersuchungen des Einspritzstrahls zunächst an einem Transparentaggregat im Schlepptrieb unter thermodynamisch und geometrisch realmotorähnlichen Randbedingungen vorgenommen. Dessen Brennraumgeometrie entspricht weitestgehend der des großvolumigen 6-Zylinder-Saugmotors vom Typ M272. Die gezeigten Aufnahmen entsprechen dabei jeweils dem letzten Bild vor dem sichtbaren Ende eines Einspritztakts in seitlicher Blickrichtung. Abbildung 8.7 zeigt die Strahlkegel der Haupteinspritzung einer Dreifacheinspritzung mit gleichen Pausenzeiten und gleichem Einspritzende bei einem Raildruck von 200 bzw. 300 bar. Die Gesamtmenge der Einspritzung entspricht in etwa einer Last von  $p_{mi} = 3$  bar bei  $n = 2000$  1/min. Es ergibt sich jeweils das gleiche Eindringverhalten. Bei dem um 50 % gegenüber der Basis gesteigerten Raildruck ist der Strahl insgesamt strähniger sowie der Randwirbel geringfügig stärker ausgeprägt. Letzteres kann die Entflammung, die in diesem Bereich erfolgt, begünstigen und die anschließende Verbrennung verbessern.



**Abbildung 8.7:** Raildruckeinfluss – Eindringverhalten,  $n = 2000$  1/min, geschleppt, Einspritzmenge entspricht ca.  $p_{mi} = 3$  bar, Dreifacheinspritzung



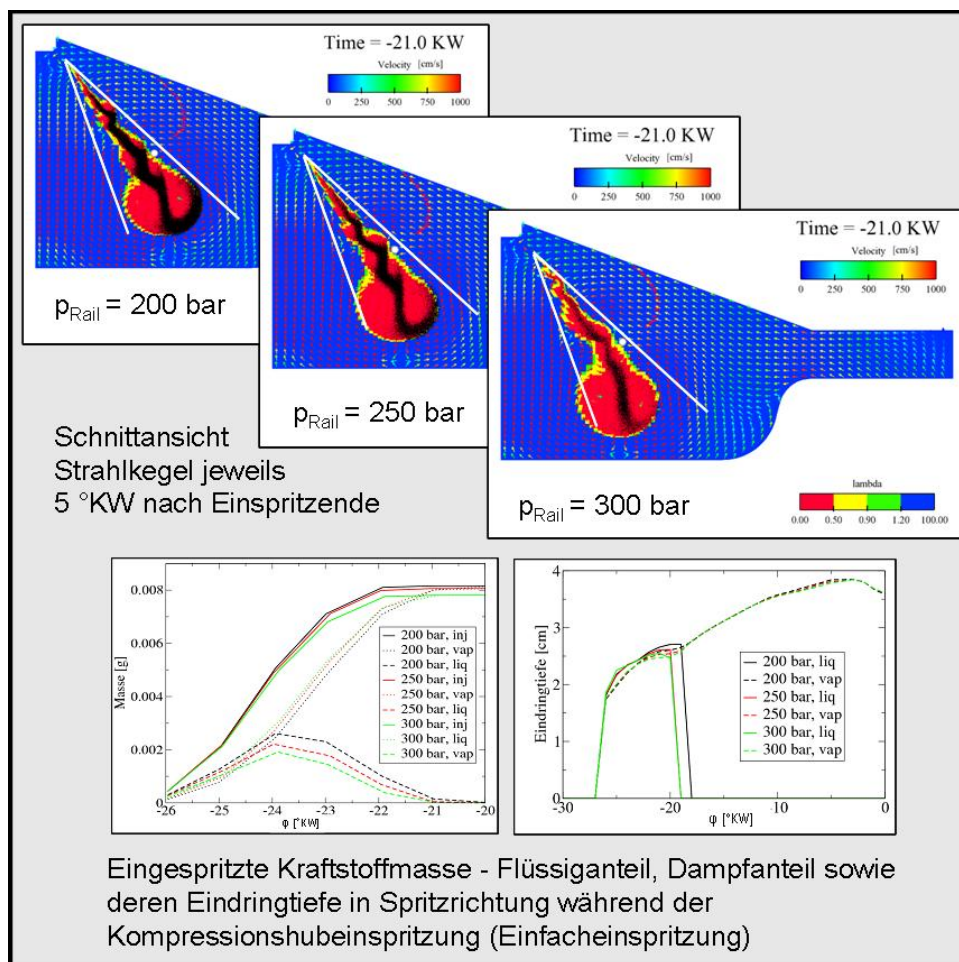


**Abbildung 8.8:** Raildruckeinfluss – Eindringverhalten,  $n = 2000 \text{ 1/min}$ , geschleppt, Einspritzmenge entspricht ca.  $p_{\text{mi}} = 6 \text{ bar}$ , Dreifacheinspritzung

Bei höherer Last verlängert sich der Einspritzvorgang aufgrund der größeren einzuspritzenden Kraftstoffmenge. Infolge dessen muss ein Teil der Einspritzung früher, also bei niedrigerem Gegendruck erfolgen. Abbildung 8.8 zeigt die erste und zweite Einspritzung einer Dreifacheinspritzung mit gleichen Pausenzeiten, deren Gesamtmenge in etwa einer Last von  $p_{\text{mi}} = 6 \text{ bar}$  bei  $n = 2000 \text{ 1/min}$  entspricht. Zu erkennen ist die Tendenz zu größerer Penetration besonders bei der ersten und z. T. auch bei der zweiten Einspritzung – mit der Konsequenz einer erhöhten Gefahr der Kolbenbenetzung in Kombination mit geringem Brennraumgegendruck bei relativ früher Kompressionshubeinspritzung. Applikationsziel unter den hier gegebenen Randbedingungen muss es daher sein, sich innerhalb der Grenzen „Kompaktheit der Gemischwolke“ (Begrenzung der Einspritzung nach früh) und „keine Kolbenbenetzung“ (Begrenzung der Einspritzung nach spät) zu bewegen.

### Visualisierung des Kegelstrahls basierend auf CFD-Rechnungen

Die Untersuchungen am Transparentaggregat lieferten wichtige Erkenntnisse über das Verhalten des Kraftstoffstrahls. Dennoch lassen sich einige Phänomene nicht oder nur mit enormem (zeitlichen) Aufwand erklären bzw. visualisieren. Um ein detaillierteres Verständnis für das Verhalten des eindringenden Kraftstoffstrahls (ohne Ladungsbewegung) seitens der Berechnung bei Druckerhöhung zu entwickeln, wird eine quasi dreidimensionale Strömungsberechnung des eindringenden Kraftstoffstrahls in eine rotationssymmetrische Kammer mit an den Realmotor angepassten Randbedingungen (Dichteverlauf während der Kompression) herangezogen. Hermann [29] hat gezeigt, dass für die korrekte Abbildung des Kraftstoffstrahls seine Entstehungsbedingungen von entscheidender Bedeutung sind. Als Anfangsbedingung dienen daher die Ergebnisse einer Düseninnenströmungsberechnung. Die Systemgrenze bildet das sich öffnende Schirmventil des Kraftstoffinjektors.



**Abbildung 8.9:** Raildruckeinfluss – Strömungsberechnung für das Eindringverhalten, Einspritzmenge und Randbedingungen entsprechend des Betriebspunkts  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar, Einfacheinspritzung

In Abbildung 8.9 sind die Ergebnisse dieser Strömungsberechnungen für die Druckstufen  $p_{Rail} = 200$  bar, 250 bar und 300 bar dargestellt. Die Schnittansichten des rotationssymmetrischen Strahlkegels zeigen den Flüssiganteil (schwarz) und den Dampfanteil in Abhängigkeit

vom Luftkraftstoffverhältnis (Farbspektrum von blau nach rot). Wie zu erwarten, ergeben sich durch den von 200 auf 300 bar erhöhten Einspritzdruck infolge der höheren Relativgeschwindigkeit zwischen eingespritztem Kraftstoff und der komprimierten Luft erhöhte Scherkräfte und ein kleineres Tropfenspektrum. Dies hat eine schnellere Verdampfung des Kraftstoffs zur Folge (siehe Verlauf der Kraftstoffmasse über der Zeit bzw. dem Kurbelwinkel). Anders als zunächst vermutet, ändert sich das Eindringverhalten bei dem hohen Gegendruck während der Kompressionshubeinspritzung bei einem unterstellten Einspritzende von 26 °KW v.OT nicht. Das Eindringen der Gasphase wird von der Eindringtiefe der Flüssigphase bestimmt. Es zeigt sich sogar die Tendenz einer abnehmenden Eindringtiefe, vermutlich infolge der besseren Zerstäubung des Kraftstoffs. Weiterhin steigt der Turbulenzgrad im Bereich der Zündkerze durch das Plus an eingebrachter kinetischer Energie infolge des höheren Einspritzdrucks. Die schnellere Verdampfung erklärt die Möglichkeit der früheren Zündfähigkeit nach Einspritzende. Der erhöhte Turbulenzgrad erhöht den Flammenfortschritt besonders während der Entflammungsphase (sinkender Brennverzug bei gleicher Einspritzstrategie). Die ermittelte abnehmende Eindringtiefe bei steigendem Einspritzdruck könnte helfen, späte Verbrennungsschwerpunktlagen durch den vermutlich verminderten Wandkontakt verbrauchsneutral zu erreichen.

Ist der Strahl weit in den Brennraum vorgedrungen bzw. die Gemischaufbereitung fortgeschritten, neigt das Spray vermutlich dazu, sich wie ein Gasstrahl zu verhalten. Zudem hat ein Spray mit kleineren Tröpfchen eine stärkere Ansaugwirkung (Entrainment), was einen erhöhten Unterdruck im Inneren des Kegelstrahls zur Folge hat. Es kommt zu einem leichten Kontrahieren des Sprays. Je feiner die Zerstäubung (Einspritzdruckerhöhung), desto größer ist dieser Effekt (Abbildung 8.9: Lage des Kraftstoffs in Bezug zu den weißen Linien, die der Einhüllung des Sprays bei Einspritzung mit 200 bar entsprechen). Die Erwartung eines leichten Zusammenziehens bei Einspritzdruckerhöhung konnte anhand der durchgeführten Simulationsrechnungen bestätigt werden und steht in guter Übereinstimmung zur den Ergebnissen von [6; 57; 64]. Das Kontrahieren ist aber bei dieser moderaten Einspritzdruckerhöhung so wenig ausgeprägt, dass sich bei allen hier untersuchten Einspritzdruckniveaus gleichermaßen ein stabiles Spray (Ausbildung des Kegelstrahls im Raum) ergibt. Auch eine Taktung der Einspritzung kann auf diese Weise dem Kontrahieren entgegenwirken, da der Aufbau des Hohlkegels und damit die Bildung des Unterdruckgebiets im Strahlinneren immer wieder abgebrochen wird.

### 8.1.2 Brennverfahrensuntersuchungen an 1-Zylinder-Aggregaten

Abbildung 8.10 zeigt die Verstellung des Zündzeitpunkts bei konstantem Einspritzende im Schichtbetrieb bei  $n = 2000$  1/min und  $p_{mi} = 3$  bar. Erwartungsgemäß werden bei einem Raildruck von 200 bar und Einfacheinspritzung die guten Ergebnisse der Vergleichskurve mit Dreifacheinspritzung nicht erreicht. Mit steigendem Druck ist aber eine stetige Verbesserung hinsichtlich des erzielbaren Kraftstoffverbrauchs, der HC-Emissionen, des Brennverzugs sowie der Brenndauer zu verzeichnen.

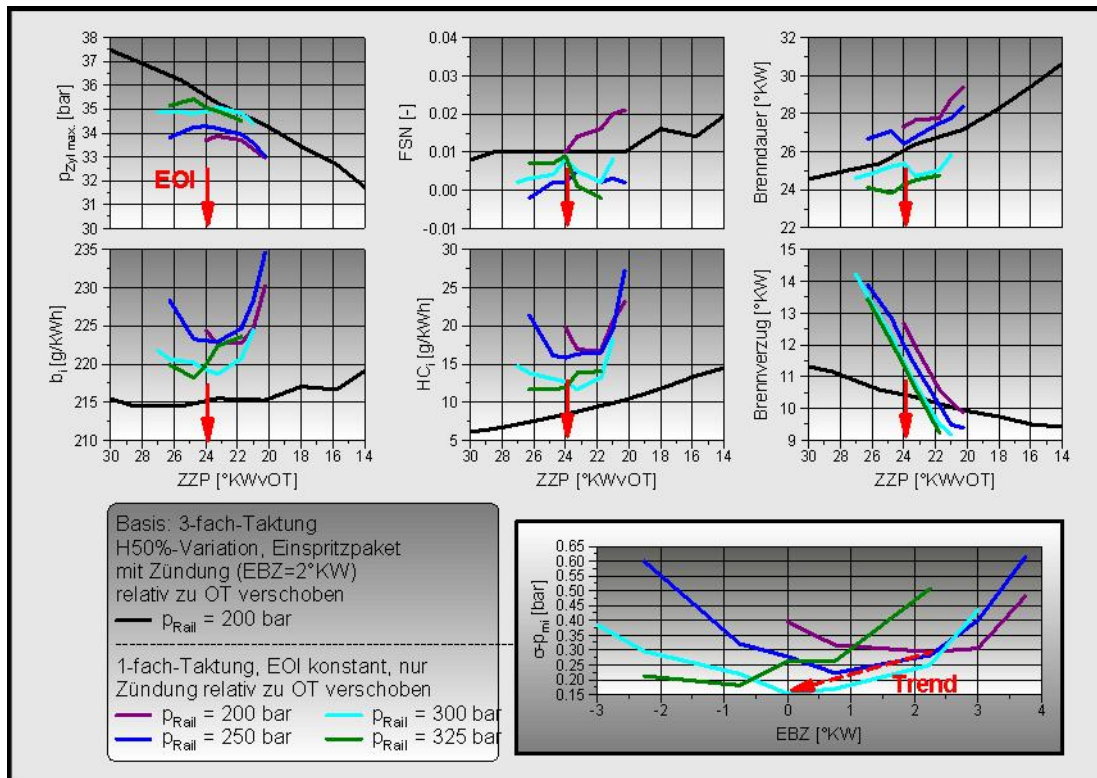
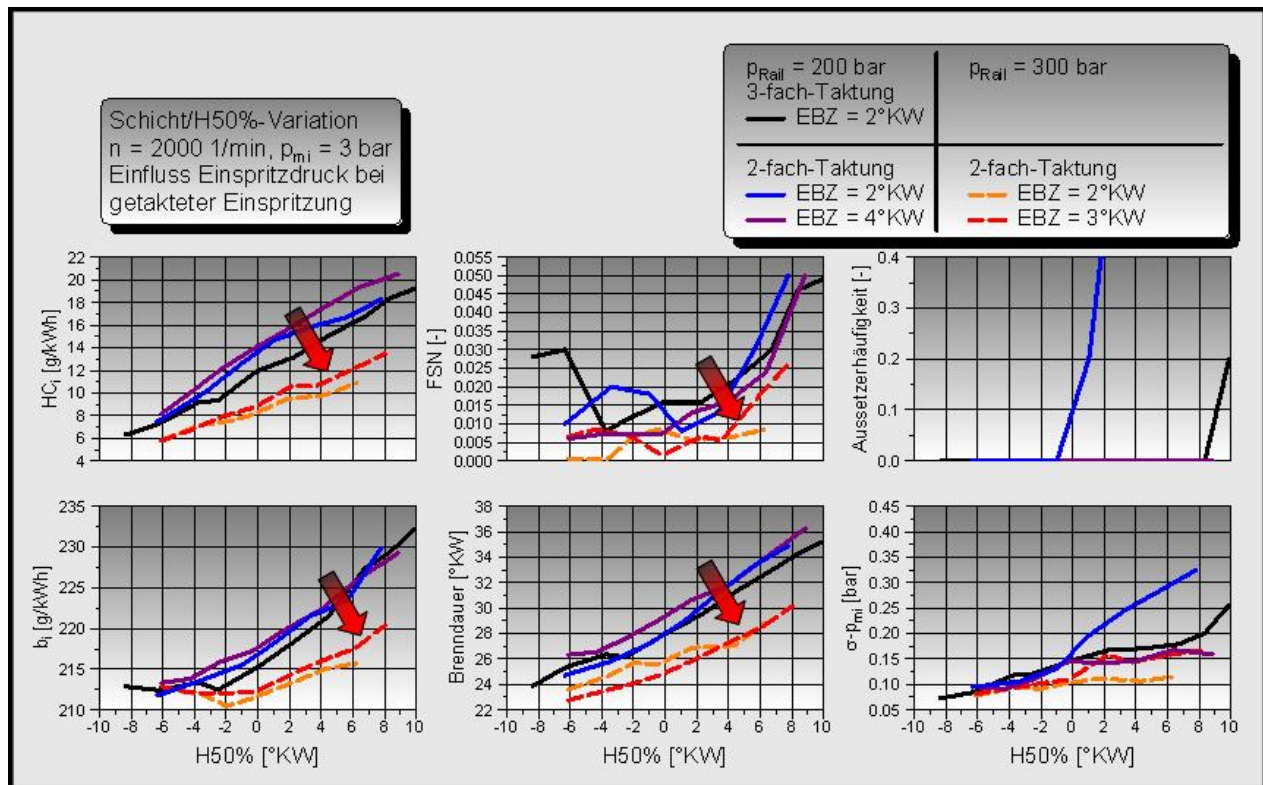


Abbildung 8.10: Raildruckeinfluss – ZPP-Var.,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar, einfach

Bei sehr früher Zündung (vor Einspritzende) sind die Schwärzungszahlen (FSN) deutlich erhöht, bei Zündung nach Einspritzende zeigt sich wie zu erwarten eine Verbesserung hin zu niedrigeren Werten. Weiterhin kann beobachtet werden, dass der verbrauchsoptimale Abstand Einspritzende zu Zündung (EBZ) – ermittelt anhand der erzielbaren minimalen Laufunruhe – mit steigendem Druck sinkt (siehe Trendlinie Abbildung 8.10). Mit der Steigerung des Einspritzdrucks lässt sich, vermutlich durch den erhöhten Impuls des Kraftstoffstrahls, eine deutlich günstigere Gemischaufbereitung erzielen. Die Abnahme des verbrauchsoptimalen einspritzbezogenen Zündzeitpunkts zeigt, dass in gleicher Zeit im Bereich der Zündkerze eine bessere bzw. eine schnellere Gemischaufbereitung erfolgt. Bestätigt werden diese Aussagen durch die niedrigeren gemessenen HC-Emissionen, die Abnahme des Brennverzugs und der Verbrennungsdauer (Abbildung 8.10 rechts). Die Abweichungen vom Trend bei einem Einspritzdruck von 325 bar erklären sich damit, dass der Injektor bei diesem Druck seine hydraulische Belastungsgrenze erreicht hat.

### Einfluss des einspritzbezogenen Zündzeitpunkts bei getakteter Einspritzung

Abbildung 8.11 zeigt die Variation der Schwerpunktlage durch Verschiebung des gesamten, für den entsprechenden Einspritzdruck teilweise angepassten Einspritzpakets mit dem jeweils angegebenen einspritzbezogenen Zündzeitpunkt bei 200 bar und 300 bar im Vergleich. Aufgrund der Restriktionen durch den Injektor wird für den Vergleich der Drücke nur die Zweifacheinspritzung herangezogen.



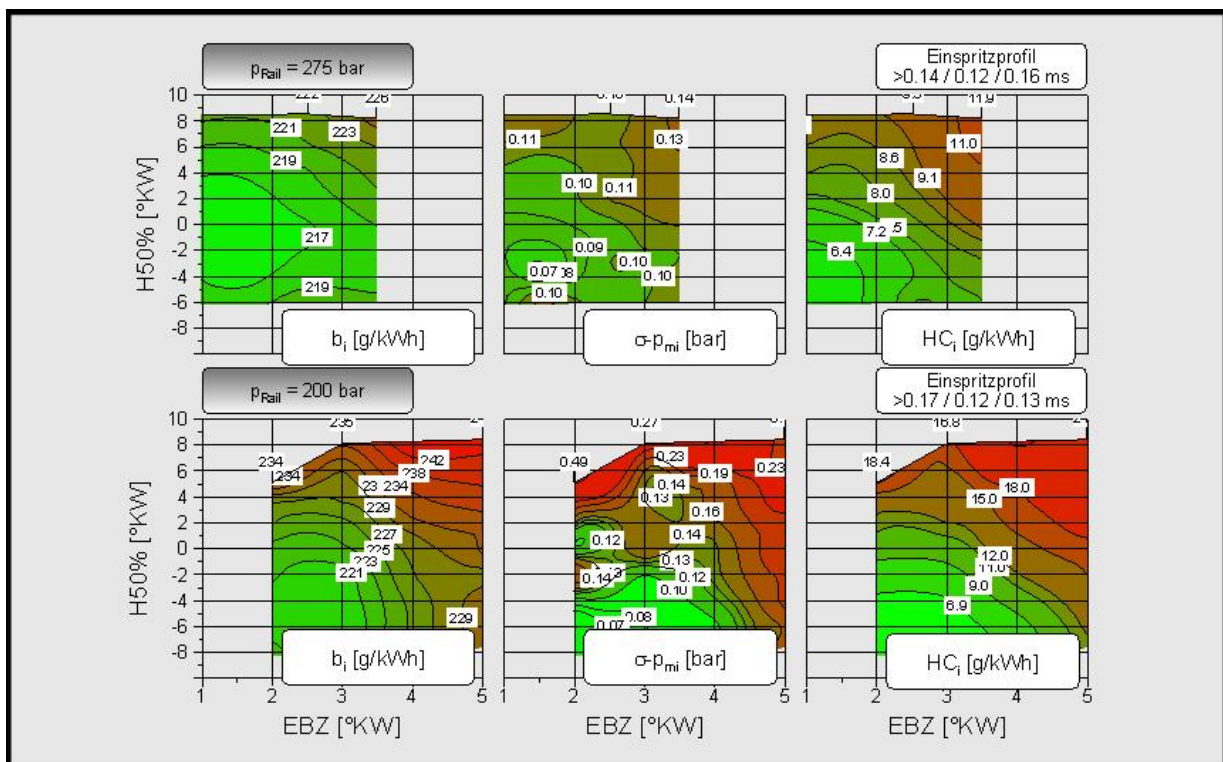
**Abbildung 8.11:** Raildruck vs. EBZ – H50%-Var.,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar, zweifach

Die Basisvariante bei einem Einspritzdruck von 200 bar stellt die Dreifacheinspritzung mit einem Abstand von  $2^\circ\text{KW}$  zwischen Ende der Haupteinspritzung und Zündzeitpunkt dar (schwarze Kurve). Die Ansteuerdauer war für die jeweils letzte Einspritzmenge bei allen Messreihen konstant. Bei Zweifacheinspritzung, einem Einspritzdruck von 200 bar und kurzer Gemischaufbereitungszeit ( $\text{EBZ} = 2^\circ\text{KW}$ , blaue Kurve) ergeben sich schlechtere Entflammungsbedingungen, die Laufunruhe und die Aussetzerhäufigkeit steigen gegenüber der Basisvariante an. Bei entsprechend längerer Gemischaufbereitungszeit ( $\text{EBZ} = 4^\circ\text{KW}$ , violette Kurve) werden die gleichen Ergebnisse erzielt wie bei Dreifacheinspritzung, bei der aufgrund der besseren Lufterfassung nur ein  $\text{EBZ}$  von  $2^\circ\text{KW}$  notwendig ist. Bei Zweifacheinspritzung, einem Einspritzdruck von 300 bar und kurzer Gemischaufbereitungszeit ( $\text{EBZ} = 2^\circ\text{KW}$ , gelbe Kurve) stellen sich deutlich günstigere Entflammungsbedingungen ein, die Laufunruhe sinkt gegenüber der Basisvariante und der Zweifacheinspritzung. Weiterhin werden bei Brenndauer und indiziertem Kraftstoffverbrauch kleinere Werte vor allem bei späten Schwerpunktlagen ermittelt. Die Kompaktheit der Gemischwolke (kleiner  $\text{EBZ}$ ) und dessen Vorteile bei der Schichtladungsverbrennung können besser genutzt werden. Auf eine günstigere Lufterfassung bei erhöhtem

Einspritzdruck deutet die vollständigere Umsetzung des Kraftstoffs hin, welche sich u. a. in Form niedrigerer HC-Emissionen und der Tendenz zu niedrigeren Rußemissionen äußert. Bei einem Einspritzdruck von 300 bar und größerem Abstand zwischen Einspritzende und Zündung ( $EBZ = 3^\circ KW$ , rote Kurve) steigen die HC-Emissionen und die Laufunruhe wieder leicht an. Es ist daher zu vermuten, dass sich die Verbrauchsvorteile des erhöhten Einspritzdrucks durch die Kombination mit dem geringen Abstand zwischen Einspritzende und Zündzeitpunkt vor allem bei späten Schwerpunktlagen ergeben. Es ist zu klären, ob bzw. wie der angehobene Einspritzdruck bei erhöhtem Gegendruck (späte Schwerpunktlagen) das Eindring- und Entflammungsverhalten beeinflusst.

### Einspritzstrategie, Verbrennungsschwerpunktlage

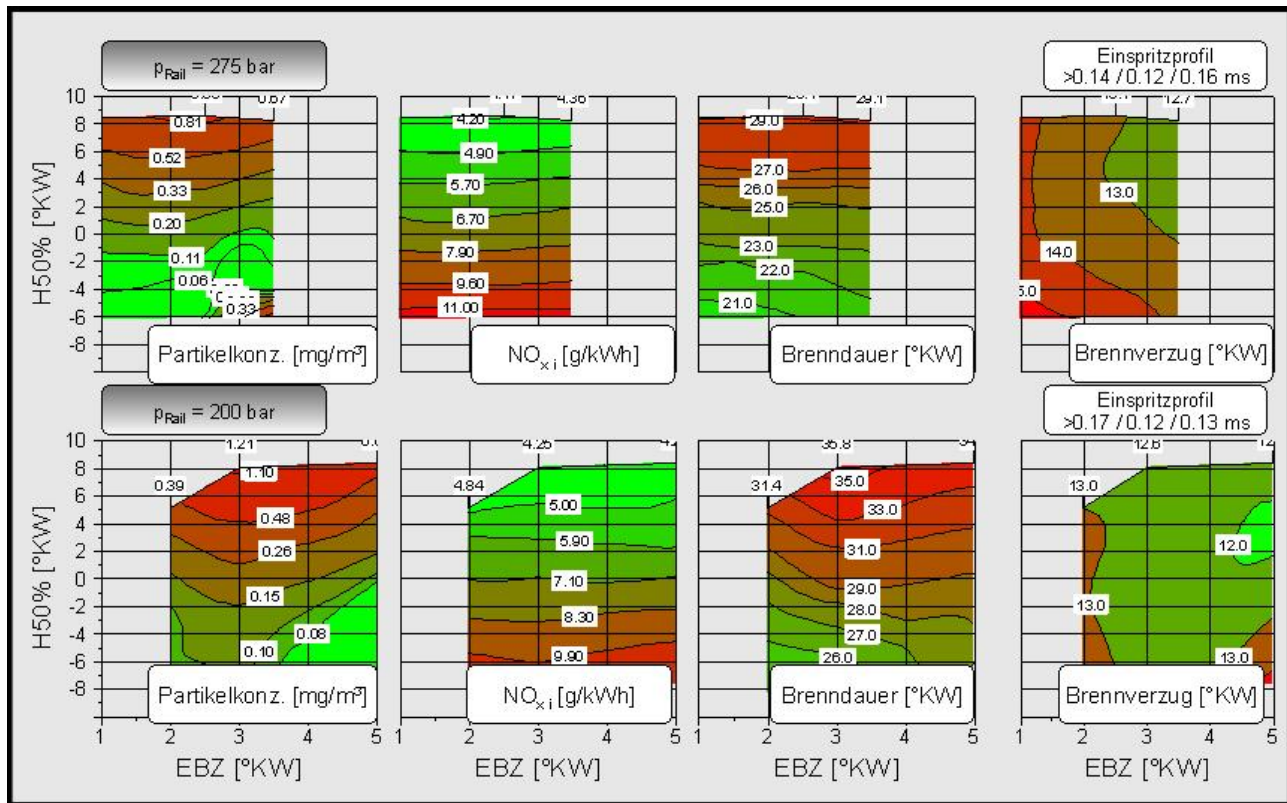
Je kompakter die Gemischwolke zum Zündzeitpunkt ist, desto größer ist der nutzbare Vorteil der Schichtladungsverbrennung (Luftspaltisolierung zu Brennraumwänden, weniger lokale Ausmagerung in von der Flammenfront spät erreichten Gebieten). Wie in 5.1 beschrieben, befindet man sich damit im Zielkonflikt „gewünschte Kompaktheit“ – „notwendige Gemischaufbereitungszeit“. Als Lösungsansatz ist ein erhöhter Einspritzdruck auch bei Verwendung einer A-Düse zur Entspannung hilfreich. Es ist zu erwarten, dass in gleicher Zeit eine bessere Gemischaufbereitung erfolgen kann bzw. in kürzerer Zeit eine Gemischaufbereitung gleicher Qualität wie bei niedrigem Einspritzdruck. Bestätigt werden konnte diese Vermutung durch Untersuchung der Abhängigkeit der Schwerpunktlage der Verbrennung (H50%) im Verhältnis zum Abstand Einspritzende Haupteinspritzung zur Zündung (EBZ). Das Kennfeld H50%-EBZ wurde dazu detailliert mit einem Einspritzdruck von 200 bar bzw. 275 bar jeweils bei 2-fach-Taktung und Einfachfunkenzündung vermessen. Durch den erhöhten Einspritzdruck wird die Gemischaufbereitung verbessert, die Wahrscheinlichkeit der Entflammung des Gemischs kann – ähnlich dem Einsatz einer Mehrfunkenzündung – erhöht werden; Verbrennungsaussetzer werden vermieden. Nachfolgend sind die Ergebnisse detaillierter Untersuchungen der Abhängigkeit H50% – EBZ dargestellt (Abbildung 8.12). Untersucht wurde jeweils eine Zweifacheinspritzung mit Zündung zwischen erstem und zweitem Einspritztakt, jedoch mit deutlich unterschiedlicher Mengenverteilung. Bei hohem Einspritzdruck (275 bar) erwies sich eine größere zweite Menge als verbrauchs- und laufruhegünstiger, die in dieser Form bei einem Einspritzdruck von 200 bar vermutlich aufgrund schlechterer Gemischaufbereitung sehr hohe Rußemissionen zur Folge gehabt hätte (siehe Kapitel 5.1).



**Abbildung 8.12:** Raildruckeinfluss, Kennfelder H50%-EBZ,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar, Zweifacheinspritzung

Es zeigte sich dabei, dass eine späte Schwerpunktlage generell verbrauchsgünstiger mit höherem Einspritzdruck zu realisieren ist. Gegenüber der Basis erhöht sich die Laufruhe, die HC-Emissionen werden niedriger (vollständigere Umsetzung infolge besserer Gemischaufbereitung). Dies bestätigt die Vermutungen aus den Ergebnissen der Transparentaggregatuntersuchungen und den Simulationen.

Abbildung 8.13 zeigt die Partikelkonzentration, die indizierten Stickoxidemissionen und die Brenndauer für den Einspritzdruck von 200 bar und 275 bar im Vergleich.

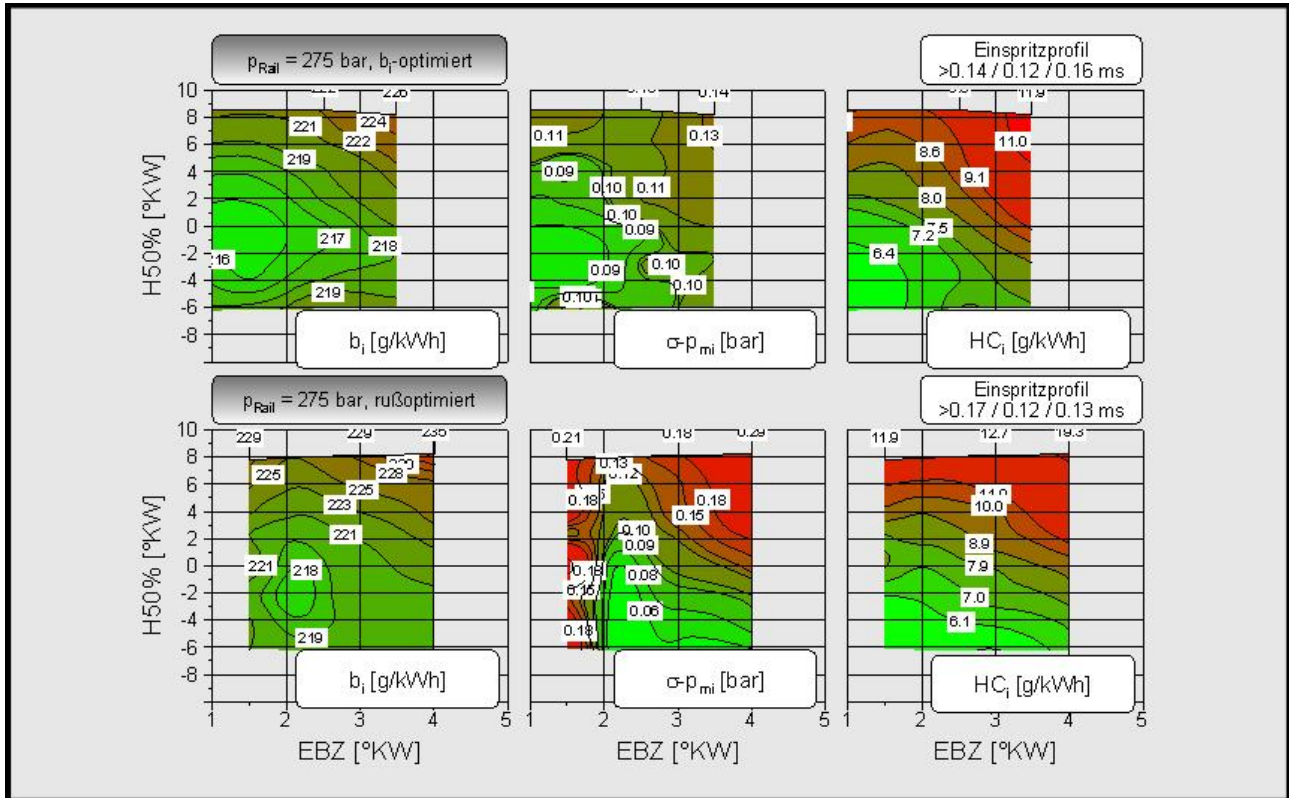


**Abbildung 8.13:** Raildruckeinfluss, Kennfelder H50%-EBZ,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar, Zweifacheinspritzung

Aufgrund der gewählten Einspritzstrategie ergeben sich trotz erhöhtem Einspritzdruck zunächst keine Vorteile bei der Partikelkonzentration. Die kürzere Brenndauer bei ähnlichem Einspritz- und Zündzeitpunkt deutet auf eine bessere Gemischaufbereitung und besonders auf ein günstigeres Durchbrennverhalten hin. Wegen der großen zweiten Einspritzmenge erfolgt dennoch bei der hier gewählten  $b_i$ -optimierten Einspritzstrategie keine vollständige Rußoxidation (anteilige Diffusionsverbrennung fetter Zonen). Trotz des deutlich erhöhten Einspritzdrucks ergibt sich in beiden Fällen der gleiche Brennverzög. Außerdem zeigen diese Kennfelder, dass bei sehr frühen Schwerpunktlagen Gemischbildungsdefizite auftreten. Die Bereiche mit einem Umsatzschwerpunkt von -8 bis -6 °KW zeigen schlechteres Laufruheverhalten sowie erhöhte Partikelemissionen infolge eines stärkeren Eindringens bei niedrigem Gegendruck. In einem nächsten Schritt wurde die Einspritzstrategie hinsichtlich Partikelemissionen angepasst. Dazu wird ein größerer Teil der Gesamtmenge während des ersten Taktes eingespritzt. Dadurch steht bis zur Entflammung mehr Zeit zur Verdampfung zur Verfügung, der Anteil verbrennender fetter Zonen wird reduziert.



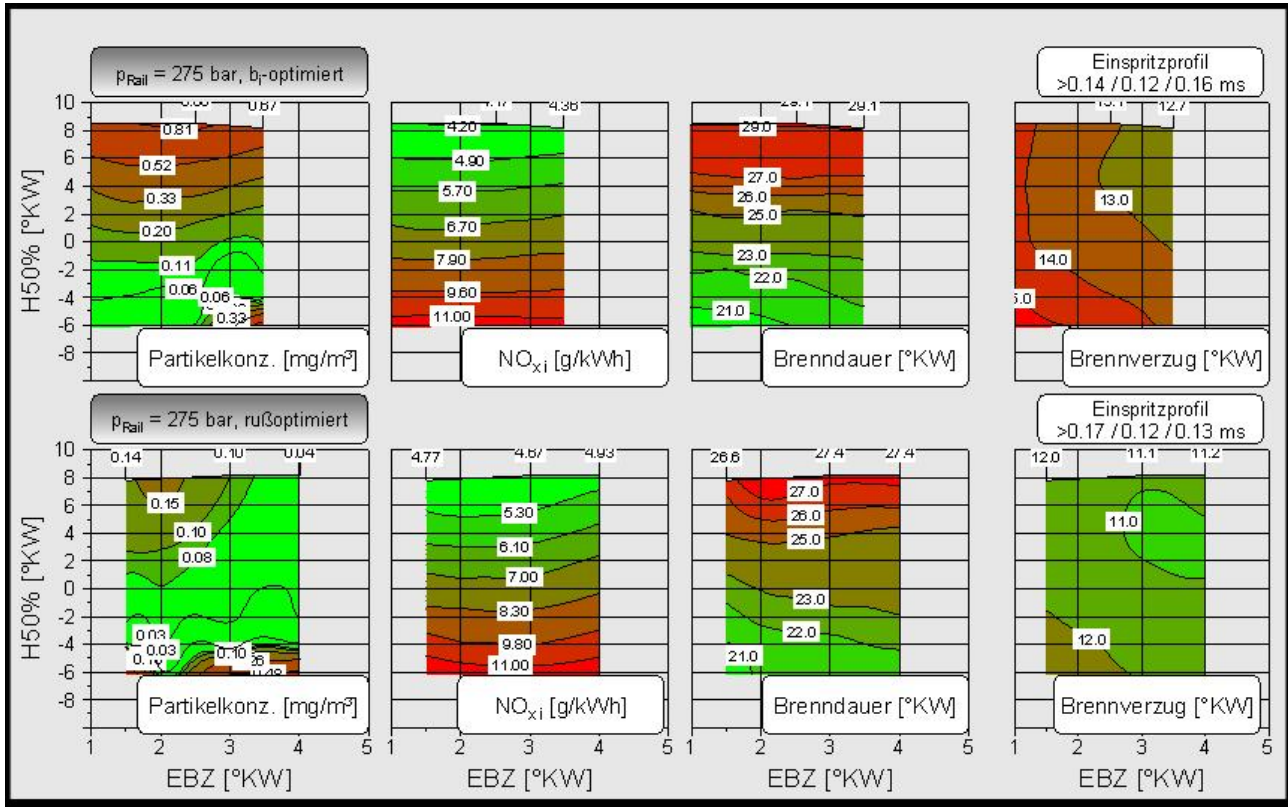
Als nachteilig ist zu bewerten, dass bei der alternativen Mengenverteilung die Gemischwolke stärker ausmagert. Dadurch nimmt die Laufruhe ab, die HC-Emissionen steigen an, der Kraftstoffverbrauch ist geringfügig schlechter (Abbildung 8.14).



**Abbildung 8.14:** Raildruckeinfluss und Partikelkonzentration, Kennfelder H50%-EBZ,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar, Zweifacheinspritzung

Weiterhin kann ein kleiner Abstand zwischen Einspritzende und Zündung, welcher sich bei der  $b_i$ -optimierten Strategie als besonders günstig erwiesen hatte, nicht realisiert werden (infolge noch unzureichender Gemischaufbereitung der großen ersten Menge). Im Vergleich zur Basis bei einem Einspritzdruck von 200 bar ist auch bei rußoptimierter Einspritzstrategie der Kraftstoffverbrauchsvorteil bei späterer und damit emissionsgünstigerer Verbrennungsschwerpunktlage vorhanden.

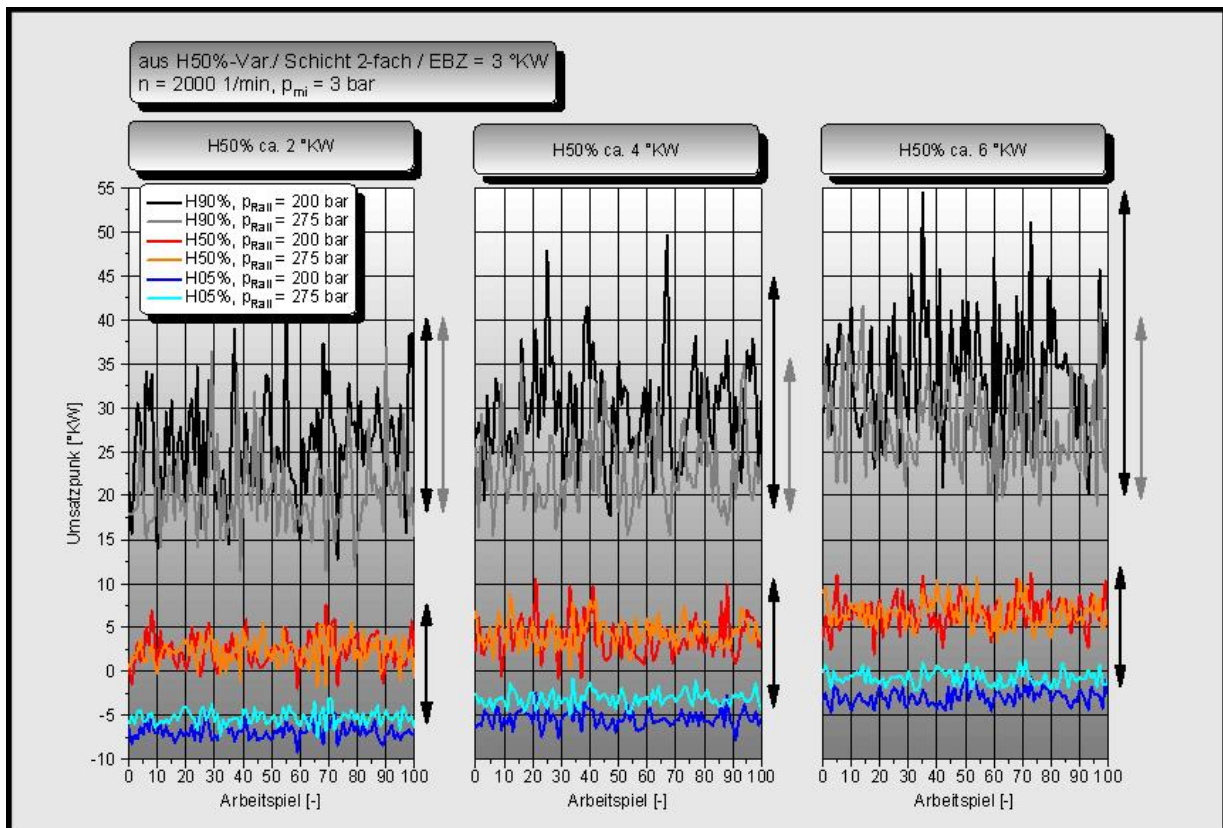
Vergleicht man die Partikelkonzentrationen, so liegt die  $b_i$ -optimierte Strategie beim Einspritzdruck von 275 bar in etwa auf dem Niveau von einem Einspritzdruck von 200 bar. Die rußoptimierte Strategie liegt deutlich darunter (Abbildung 8.15).



**Abbildung 8.15:** Raildruckeinfluss und Partikelkonzentration, Kennfelder H50%-EBZ,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar, Zweifacheinspritzung

Der Vorteil der kürzeren Brenndauer gegenüber einem Einspritzdruck von 200 bar bleibt auch bei rußoptimierter Einspritzstrategie erhalten. Das Ausbrandverhalten ist günstiger bzw. vermutlich niedrigeren zyklischen Schwankungen unterworfen. Kleinste Druckunterschiede in der Ausbrandphase, die zu großen Mitteldruckdifferenzen (Laufunruhe) führen, werden vermieden. Die kürzere Brenndauer als Folge des erhöhten Einspritzdrucks stellt also einen wesentlichen Vorteil für ein laufruhe- und verbrauchsgünstiges Erreichen später Schwerpunktlagen dar. Zudem bleiben auch bei der rußoptimierten Einspritzstrategie und 275 bar leichte Vorteile beim indizierten Kraftstoffverbrauch im Vergleich zu 200 bar erhalten.

Zur Bestätigung der These eines günstigeren Ausbrandverhaltens bei erhöhtem Einspritzdruck erfolgt eine Analyse der Schwankung der Umsatzpunkte aus dem Heizgesetz. Abbildung 8.16 zeigt die einzelnen Umsatzpunkte H05%, H50%, H90% bei verschiedenen Schwerpunktlagen, jeweils für 100 Arbeitsspiele, für die Einspritzdrücke 200 bar und 275 bar im Vergleich.



**Abbildung 8.16:** H50%-Var.,  $n = 2000 \text{ 1/min}$ ,  $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ , Zweifacheinspritzung  
 - Umsatzpunkte für 100 Arbeitsspiele in Abhängigkeit vom Einspritzdruck

Die H05%-Linie der Ergebnisse der Versuche mit 275 bar liegt im Mittel bei späteren Schwerpunktlagen oberhalb der des 200-bar-Versuchs (kürzere erste Verbrennungsphase). Durch die Spätverschiebung nimmt die Brenndauer in der zweiten Verbrennungsphase jeweils zu, bei erhöhtem Einspritzdruck (275 bar) aber weniger stark (schnellerer Ausbrand). Weiterhin ist zu beobachten, dass auch die Schwankungsbreite des H90%-Punkts bei 275 bar im Vergleich zu 200 bar abnimmt. Die kürzere Gesamtbrenndauer und insbesondere der schnellere und weniger stark schwankende Ausbrand zeigen, dass der in Kapitel 5.1 beschriebene Zielkonflikt durch erhöhten Einspritzdruck zum Teil überwunden werden kann. Durch die bessere Gemischaufbereitung erfolgt der Ausbrand bei noch eher intakter Ladungsschichtung bzw. geringerer Ausmagerung der Randbereiche; alle Bereiche werden schneller erreicht. Die Laufruhe bei späterer Schwerpunktlage und erhöhtem Einspritzdruck ist damit deutlich besser. Die Emissionsvorteile der späten Schwerpunktlage werden nutzbar. Ursachen für das schnellere Ausbrennen sind eine bessere Luftefassung (kleinere Tröpfchen - größere Oberfläche - bessere Durchmischung), eine bessere Gemischaufbereitung infolge der mit höherem Druck eingebrachten größeren Energie und daraus resultierend ein schnellerer Flammenfortschritt. Der eingebrachte Impuls bzw. dessen höherer Anteil bleibt in Form von in Wärme umgewandelter Turbulenz bis zum Ende des Verbrennungsvorgangs erhalten.

## Bewertung der Einspritzstrategie am befeuerten Transparentaggregat

Die thermodynamische Analyse sowie die Untersuchungen am unbefeuerten Transparentaggregat mit seinem relativ großen Hubraum und der Auslegung als Saugmotor können nicht vollständig zum Verständnis beitragen. Daher wird die Gemischbildung bei unterschiedlichen Mengenverteilungen an einem befeuerten Transparentaggregat für den Einspritzdruck 200 und 275 bar untersucht. Dessen Brennraumgeometrie entspricht im Wesentlichen den Einzylinderaggregaten auf Basis des moderat hubraumverkleinerten, aufladefähigen Mercedes-Benz-Motors mit der Bezeichnung M270. Abbildung 8.17 zeigt jeweils die Häufigkeitsverteilung der Flüssigkeitsphase der ersten und zweiten Einspritzung bei später Schwerpunktlage und rußoptimierter Einspritzmengenverteilung (relativ kleine zweite Einspritzung, gleiche Gesamteinspritzmenge). Wie bei den Kammeruntersuchungen und den Untersuchungen am unbefeuerten Transparentaggregat können keine Unterschiede beim Eindringverhalten ausgemacht werden. Weiterhin unterscheidet sich die Wahrscheinlichkeit für das Vorhandensein von Flüssigphase an einem bestimmten Ort innerhalb des Aufnahme Fensters zwischen den Drücken nur unwesentlich.

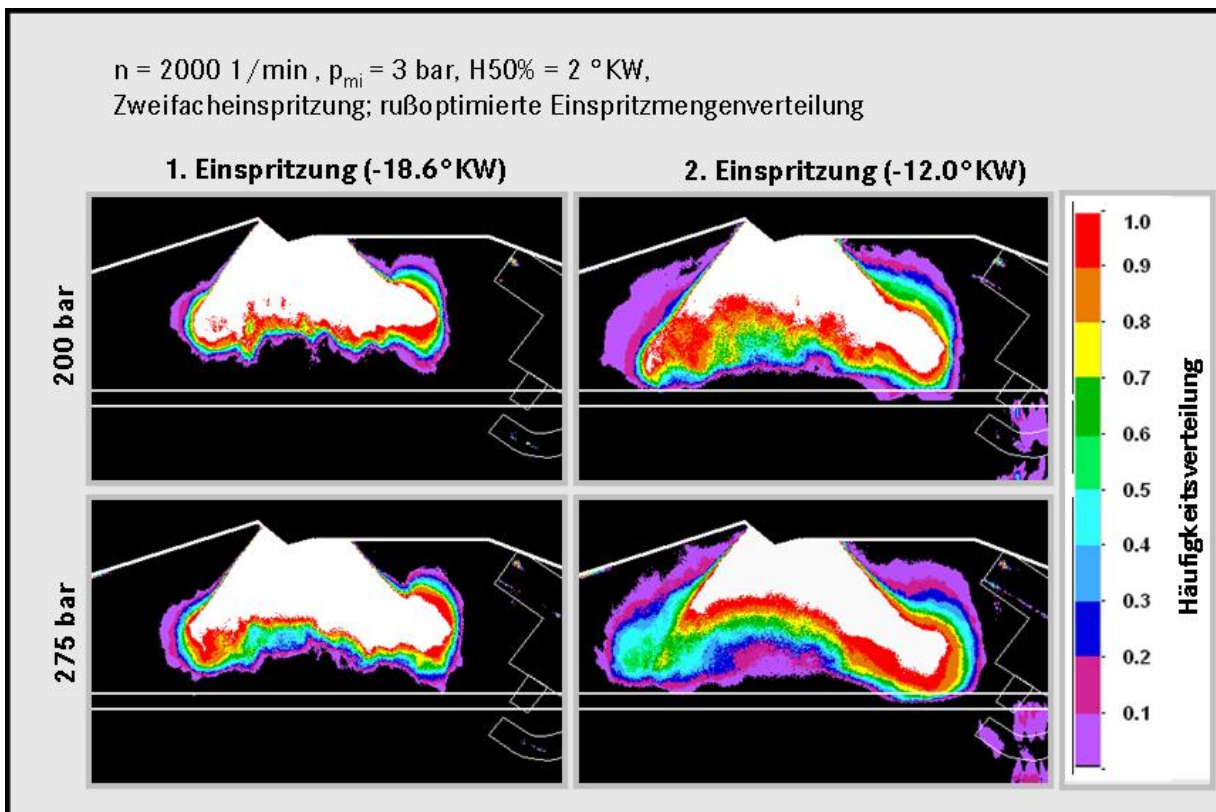
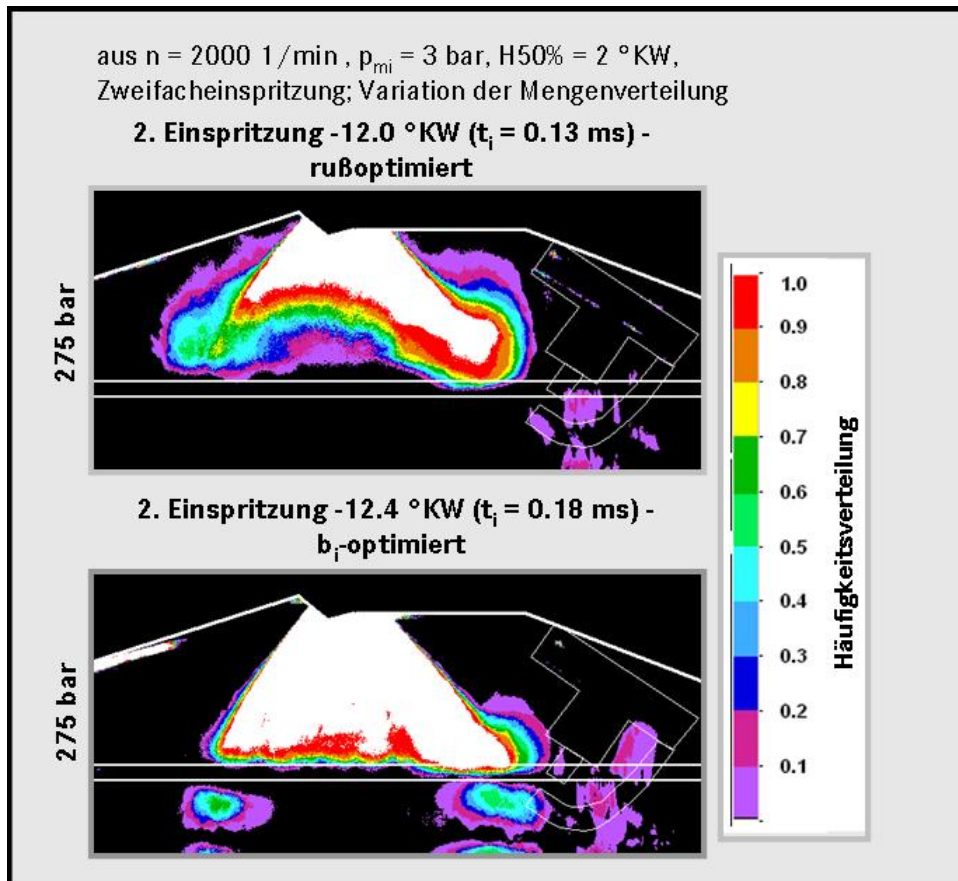


Abbildung 8.17: Raildruckeinfluss – Strahlkegel;  $n = 2000 \text{ 1/min}$ ,  
 $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ , Zweifacheinspritzung

Vergleicht man hingegen die Aufenthaltswahrscheinlichkeit der Flüssigphase als Maß für die Sprayfluktuation für die  $b_i$ - und die  $r_u$ -optimierte Einspritzmengenverteilung (Abbildung 8.18), so zeigt sich eine deutlich niedrigere Fluktuation bei der größeren zweiten Menge.



**Abbildung 8.18:** Einfluss Einspritzmengenverteilung bei  $p_{Rail} = 275 \text{ bar}$  –  
Strahlkegel;  $n = 2000 \text{ 1/min}$ ,  $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ , Zweifacheinspritzung

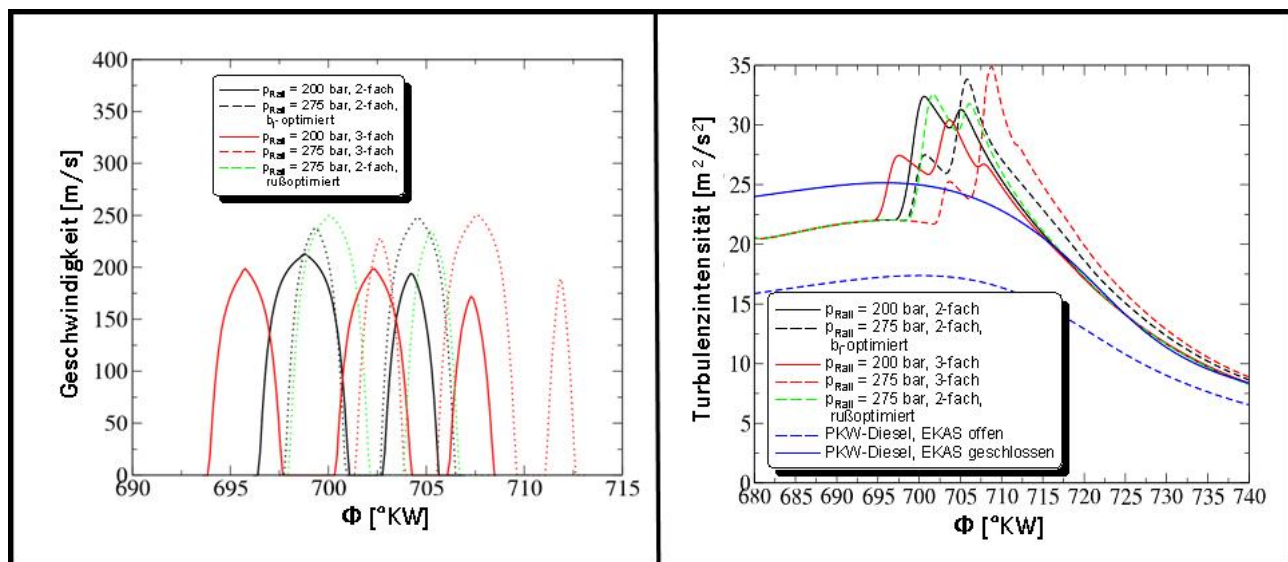
Eine größere Einspritzmenge je Einspritztakt (bei gleicher Gesamteinspritzmenge) wirkt also stabilisierend. Die Wahrscheinlichkeit für ein reproduzierbares Vorhandensein von zündfähigem Gemisch am Zündort ist demnach größer. Es ergibt sich eine sichere Entflammung und damit eine bessere Laufruhe mit dem Nachteil höherer Partikelemissionen aufgrund einer unvollständigen Diffusionsverbrennung.

## CFD-Rechnungen von Einspritzvorgängen in Kombination mit realitätsnaher Zylinderinnenströmung – Einflüsse auf die Verbrennungsschwerpunktlage

Seitens der 3-D-Simulation des Sprays ist das Verständnis der Sprayeigenschaften in ruhender Atmosphäre vertieft worden. Die Ergebnisse der Versuche an Thermodynamik- und Optikaggregaten verdeutlichen aber, dass für die Erklärung des motorischen Verhaltens die Kombination aus Einspritzung und innermotorischer Ladungsbewegung auch in der Simulation herangezogen werden muss. Zum Verständnis der Phänomene bei Ladungsschichtung sind – aufbauend auf bisherigen (getrennten) Berechnungsmethoden – versuchsbegleitend ausgewählte Einspritzregime mittels 3-D-Strömungsrechnungen betrachtet worden, welche jeweils aus einer komplexen Verkettung von Rechenprozessen bestehen:

- parallele 3-D-Ladungswechsel- bzw. Zylinderinnenströmungsrechnung sowie Düseninnenströmungsrechnung bis zum Austritt des Kraftstoffs aus der Düse jeweils auf separaten Berechnungsnetzen
- anschließender Übertrag der Düsenaustrittsrandbedingungen (Kraftstoff) auf die Ladungswechselrechnung und kurbelwinkelsynchrone Einkopplung des Einspritzvorgangs in die Zylinderinnenströmung bzw. die bewegte Ladung (Weiterrechnen mit dem Ladungswechselnetz)

Verglichen werden dabei immer die gleiche, sehr späte Verbrennungsschwerpunktlage mit entsprechend später Einspritzung nahe dem ZOT. Als Ergebnis dieser Rechnungen zeigt Abbildung 8.19 die Geschwindigkeitsprofile am Düsenaustritt sowie jeweils die Turbulenz im Kurbelwinkelbereich, in dem sich typischerweise der Hauptteil der Verbrennung abspielt.



**Abbildung 8.19:** Einfluss Einspritzdruck und Mengenverteilung – Geschwindigkeit am Düsenaustritt und globale Turbulenz im Brennraum über den Kolbenhub um ZOT

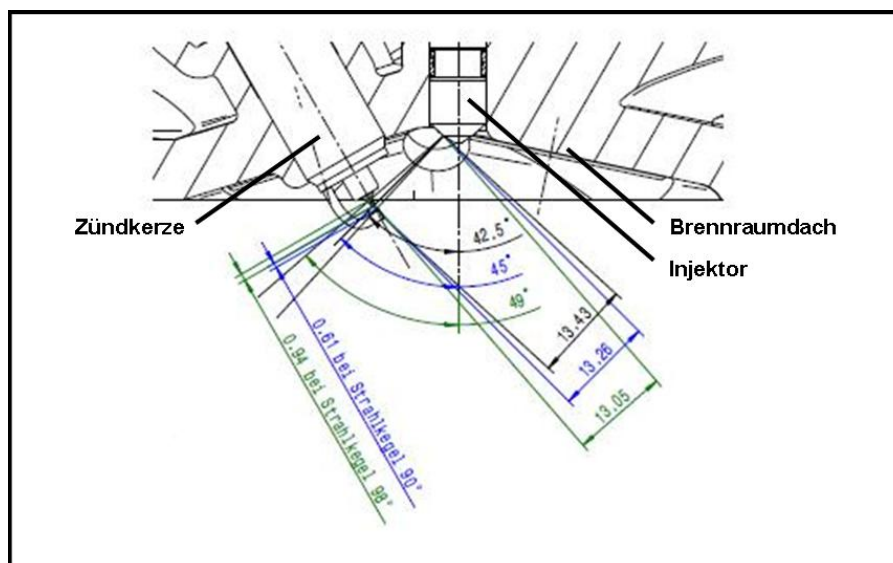
Um den Verlauf der Turbulenz über den Kolbenhub qualitativ einordnen zu können, ist zusätzlich der Turbulenzverlauf eines hubraumähnlichen PKW-Dieselmotors aufgetragen, welcher über eine Ladungsbewegungsklappe (Einlasskanalabschaltung – EKAS) beeinflusst werden

kann. Die deutlich höhere Austrittsgeschwindigkeit bei erhöhtem Einspritzdruck hat immer eine höhere globale Turbulenz zur Folge, die zur Turbulenz aus der Luftströmung hinzukommt – zum Zeitpunkt der Einleitung der Verbrennung um OT und bei der verbrauchsoptimierten Einspritzmengenverteilung auch in der zweiten Hälfte der Verbrennung bei Abwärtsbewegung des Kolbens. Die größere über den erhöhten Einspritzdruck erzeugte Turbulenz liefert eine Erklärung für das Erreichen später Schwerpunktlagen (vollständiges Durchbrennen eher möglich), insbesondere bei Nutzung der verbrauchsoptimierten Einspritzmengenverteilung. Bei rußoptimierter Mengenverteilung sinkt die Turbulenz bei Abwärtsbewegung des Kolbens deutlich schneller. Das Ausbrennen wird weniger durch die über die Einspritzung generierte Turbulenz unterstützt, was mit der gegenüber der verbrauchsoptimierten Mengenverteilung schlechteren Laufruhe im Versuch korreliert. Die Abnahme der Globalturbulenz mit Frühverlagerung der Haupteinspritzmenge (siehe Kapitel 8.1.2, Absatz Einspritzstrategie, Verbrennungsschwerpunktlage) deutet an, dass sich die positiven Effekte des erhöhten Einspritzdrucks bei weiterer Frühverlagerung – z. B. bei AGR – evtl. nur anteilig werden nutzen lassen. Die Vorteile der besseren Gemischaufbereitung sollten erhalten bleiben, die Beschleunigung der Umsetzung in der zweiten Verbrennungsphase kann etwas geringer ausfallen.

## Einfluss des Strahlkegelwinkels

Die Ergebnisse des Motorenversuchs sowie der Einspritzdiagnostik verdeutlichen, dass das Brennverfahren mit einem Strahlkegelwinkel von  $85^\circ$  auch bei erhöhtem Einspritzdruck funktioniert. Gleichzeitig zeigt sich, dass sich mit erhöhtem Einspritzdruck die Strahldynamik verändert (größerer Randwirbel) – wenn auch nur in geringem Maß. Dies kann zu einer Veränderung der Strahlstabilität führen. Die stärkere Ausbildung des Randwirbels an der Außenflanke des Kegelstrahls lässt vermuten, dass sich der Strahl in seinem Inneren ähnlich verhält. Eine erhöhte Strömungsgeschwindigkeit im Strahlinneren erzeugt strömungsmechanisch einen größeren Unterdruck. Dieser Unterdruck kann ein Zusammenziehen des Strahlkegels bewirken. Tendenzen in diese Richtung zeigten auch die Simulationsergebnisse (Abschnitt Visualisierung des Kegelstrahls basierend auf CFD-Rechnungen, Abbildung 8.9). Um das eventuelle Zusammenziehen bzw. Kollabieren des Strahlkegels auszugleichen, wurden deshalb verschiedene Strahlkegelwinkel in Kombination mit der vorhandenen Injektortechnologie untersucht. Aufgrund der Vermutung des „Sich-Zusammenziehens“ des Kraftstoffstrahls wurden zwei weitere Strahlkegelwinkel ( $90^\circ$  und  $98^\circ$ ) – also Strahlkegelwinkel größer als  $85^\circ$  – für die Untersuchungen bei erhöhtem Einspritzdruck ausgewählt, um damit diesen Effekt kompensieren zu können.

Für einen stabilen Schichtladungsbetrieb ist eine exakte Zuordnung von Kraftstoffstrahl und Zündfunkenlage notwendig (Abbildung 8.20).



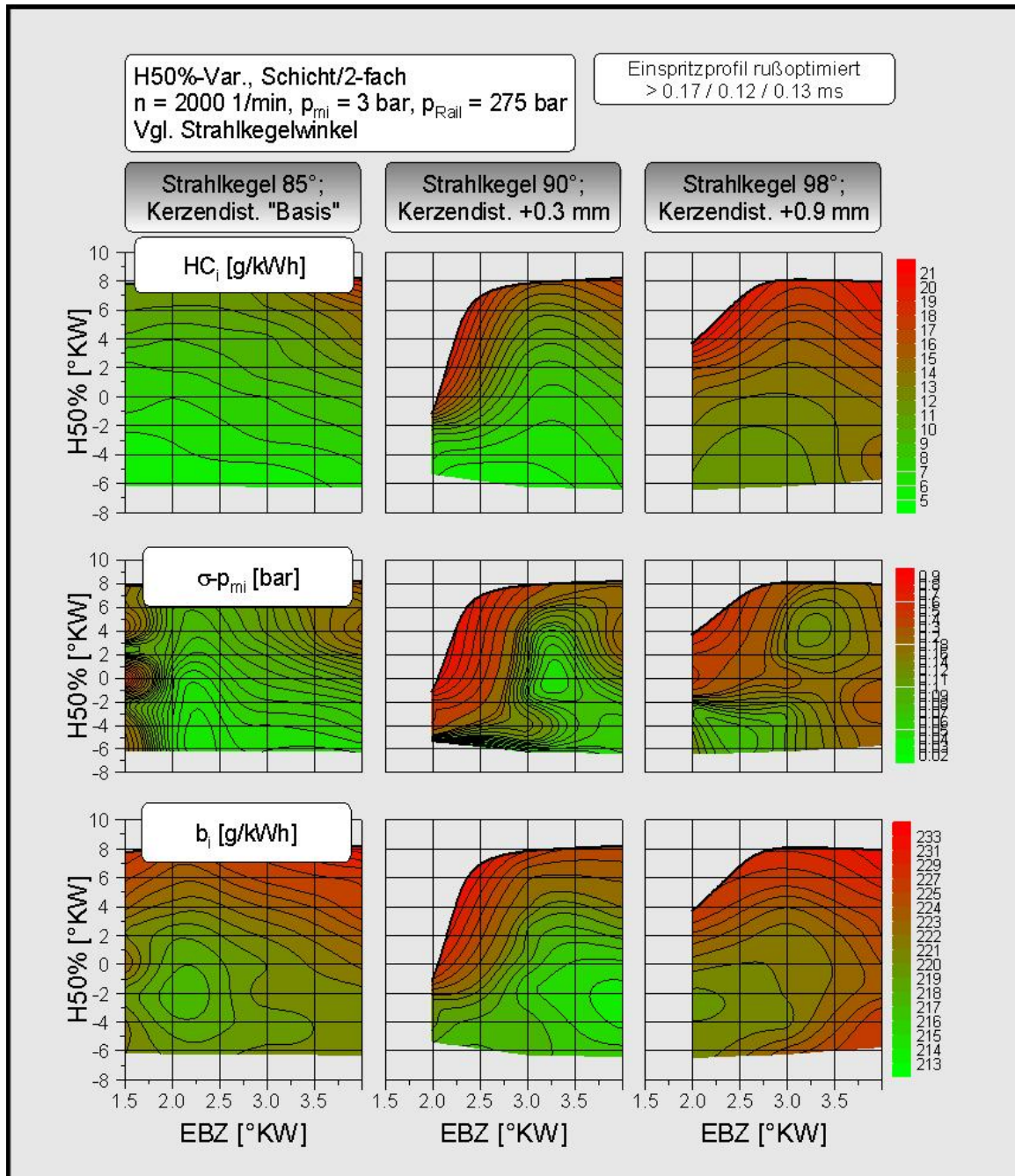
**Abbildung 8.20:** Zuordnung Strahlkegelwinkel und Funkenlage

Dazu müssen Injektor und Zündkerze so zueinander positioniert werden, dass sich der Zündfunke im Bereich des Rezirkulationsgebiets des Strahlkegels befindet. Bei einem größeren Strahlkegelwinkel muss der Zündort weiter nach außen in Richtung Brennräumeck gerückt werden, um eine direkte Benetzung des Zündkerzenbügels mit Kraftstoff zu vermeiden. Im Versuch wurde dies über Unterlegscheiben unter der Zündkerze erreicht. Dabei darf der Zündkerzenbügel nicht in Strahlrichtung orientiert sein (verbotener Bereich ca. „10 Uhr bis 14 Uhr“). Dies hat zur Folge, dass das erforderliche Maß  $+0,6$  mm bei dem Strahlkegel  $90^\circ$  nicht eingestellt werden kann; es ist das nächst mögliche kleinere Maß von  $+0,3$  mm für die Unterlage gewählt worden.

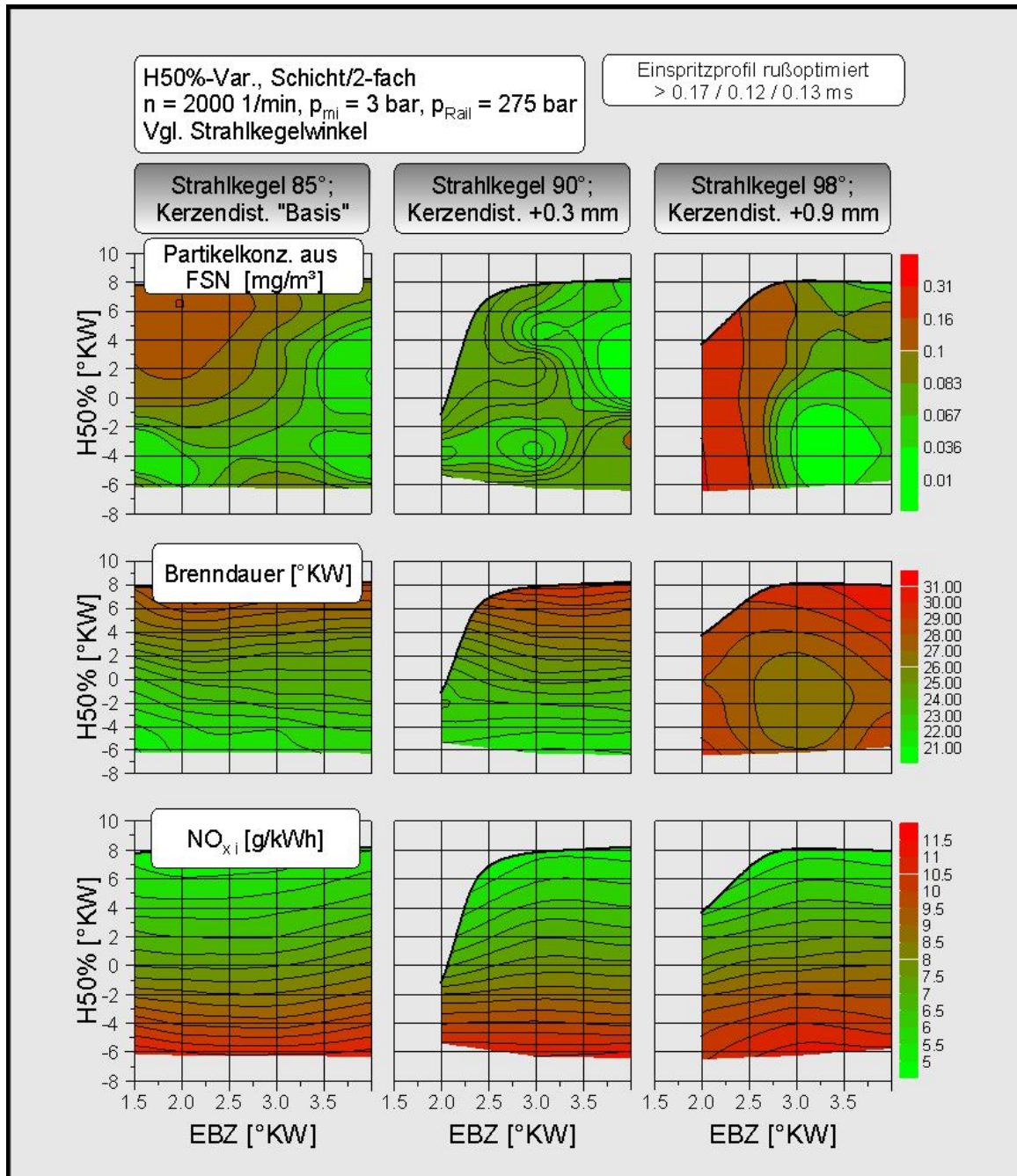


Die Abbildungen 8.21 und 8.22 zeigen die motorischen Ergebnisse bei gleichen Einspritzmengenverteilungen (Zweifacheinspritzung) für niedrige Ruß- bzw. Partikelemissionen. Der größte Bereich mit niedrigem Kraftstoffverbrauch konnte bei den Strahlkegelwinkeln  $85^\circ$  und  $90^\circ$  ermittelt werden, wobei mit dem  $90^\circ$ -Injektor geringfügig niedrigere Absolutwerte erzielt werden konnten. Die günstigste Laufruhe ergab sich für den Strahlkegelwinkel von  $85^\circ$ . Ähnliche Werte wurden für den  $90^\circ$ -Strahlkegelwinkel erst bei großem Abstand zwischen Einspritzende und Zündzeitpunkt erzielt. Ursache ist vermutlich eine leichte Benetzung der Zündkerze bzw. eine unvollständige Abdampfung von der Zündkerze infolge des Kompromisses der Kerzenlage. Der  $98^\circ$ -Injektor zeigt deutlich schlechtere Werte beim indizierten Kraftstoffverbrauch, der Laufruhe und den HC-Emissionen. Für alle drei Strahlkegelwinkel werden die Stickoxidemissionen hauptsächlich von der Schwerpunktlage bestimmt. Die Verbrennung der geschichteten Zylinderladung funktioniert (z. T. in eingeschränktem Maß) bei allen drei untersuchten Strahlkegelwinkeln. Mit dem  $90^\circ$ -Strahlkegelwinkel wurden besonders bei späten Schwerpunktlagen die niedrigsten Partikelemissionen ermittelt, vermutlich infolge einer Tendenz zu niedrigerer Kolbenbenetzung als Konsequenz des größeren Strahlkegelwinkels (Abbildung 8.22). Bei einem Einspritzdruck von 200 bar war mit dem  $90^\circ$ -Injektor kein stabiler Motorlauf möglich infolge schlechterer, nicht ausreichend kompakter Ladungsschichtung. Ein ausreichend stabiler Motorlauf konnte mit dem  $90^\circ$ -Strahlkegelwinkel erst bei erhöhtem Einspritzdruck (275 bar) dargestellt werden (Ergebnisse siehe Anhang: Abbildungen A15 und A16). Insgesamt konnten die günstigsten Ergebnisse bei erhöhtem Einspritzdruck mit einer Düsennadelgeometrie mit einem  $85^\circ$ -Strahlkegelwinkel, also der Ursprungskonfiguration, erreicht werden.

Beim  $98^\circ$ -Strahlkegelwinkel deuten die schlechteren Ergebnisse für die Partikelemissionen, die erhöhten HC-Emissionen infolge der größeren  $\sigma$ - $p_{mi}$ -Werte sowie die längere Brenndauer auf größere Probleme bezüglich der Gemischbildung hin. Dieser Winkel erscheint für das Brennverfahren bei der hier verwendeten Motorgeometrie und der verwendeten Positionierung von Zündkerze und Düse zumindest im untersuchten Bereich der Einspritzdruckerhöhung als deutlich zu groß und wird im Rahmen der Motorversuche nicht weiter betrachtet.



**Abbildung 8.21:** Einfluss Strahlkegelwinkel – Kennfelder H50%-EBZ (Teil 1),  
 $n = 2000 \text{ 1/min}$ ,  $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ , Zweifacheinspritzung,  $p_{Rail} = 275 \text{ bar}$



**Abbildung 8.22:** Einfluss Strahlkegelwinkel – Kennfelder H50%-EBZ (Teil 2),  $n = 2000 \text{ 1/min}$ ,  $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ , Zweifacheinspritzung,  $p_{Rail} = 275 \text{ bar}$

## Gesteigerter Einspritzdruck und Abgasrückführung

Für den Betrieb mit Abgasrückführung wird nur die Einspritzmengenverteilung für niedrige Rußemissionen betrachtet. Es ist zu vermuten, dass bei einer verbrauchsgünstigeren Mengenverteilung (größerer Anteil der Gesamteinspritzmenge noch während der Zündung eingespritzt) bei Abgasrückführung eine Tendenz zu lokal fetten Zonen bzw. lokalem Sauerstoffmangel vorliegt. Dies kann zu verstärktem Auftreten von Partikelemissionen führen. Aufgrund der Ergebnisse aus den Untersuchungen ohne Restgas soll nur die Basiskonfiguration mit dem 85°-Strahlkegelwinkel bei Abgasrückführung betrachtet werden. Es zeigte sich, dass auch bei Abgasrückführung späte Schwerpunktlagen verbrauchsgünstiger bzw. mit besserer Laufruhe ( $\sigma$ - $p_{mi}$  ↓,  $HC_i$  ↓) realisiert werden können als bei einem Einspritzdruck von 200 bar (Abbildung 8.23).

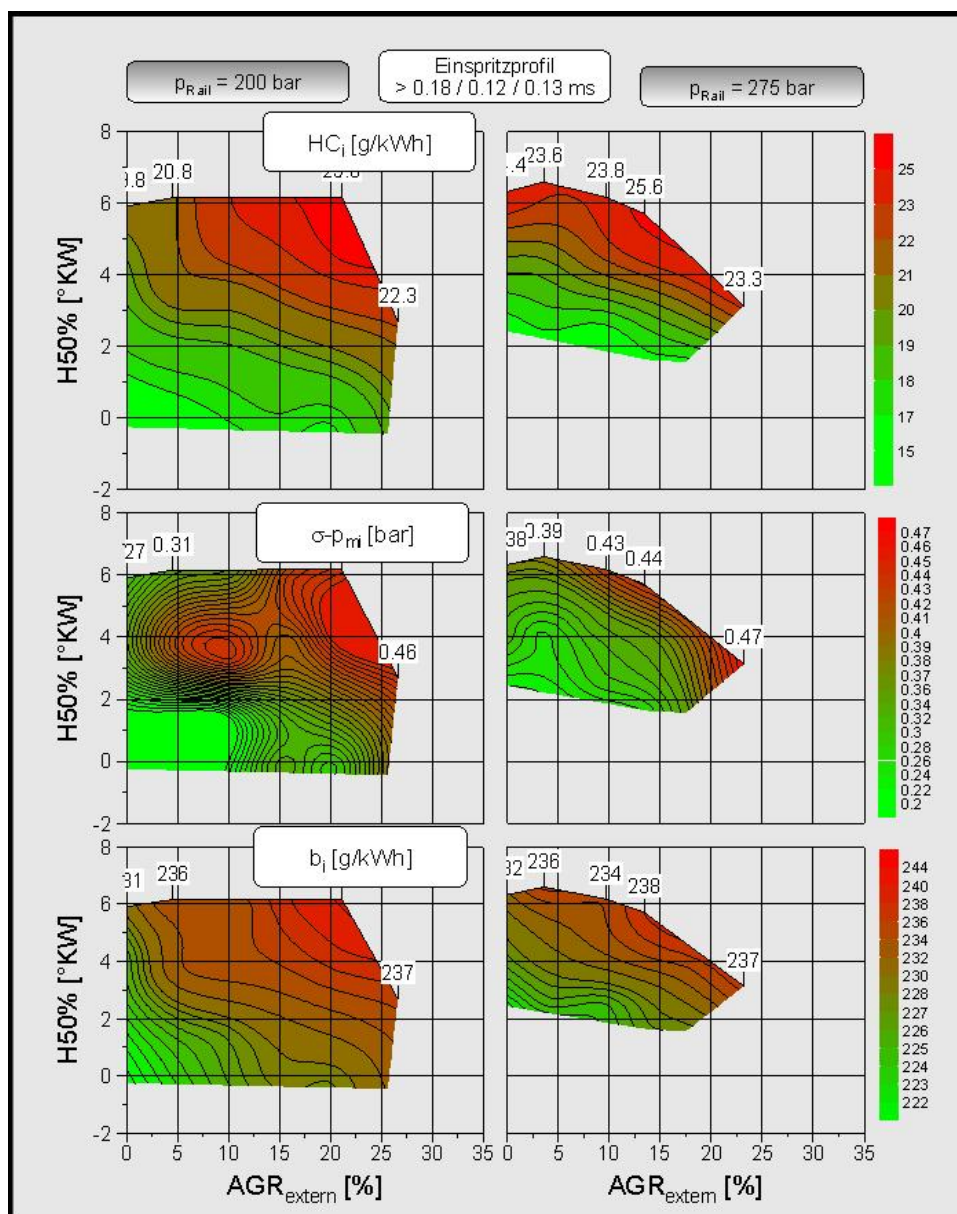
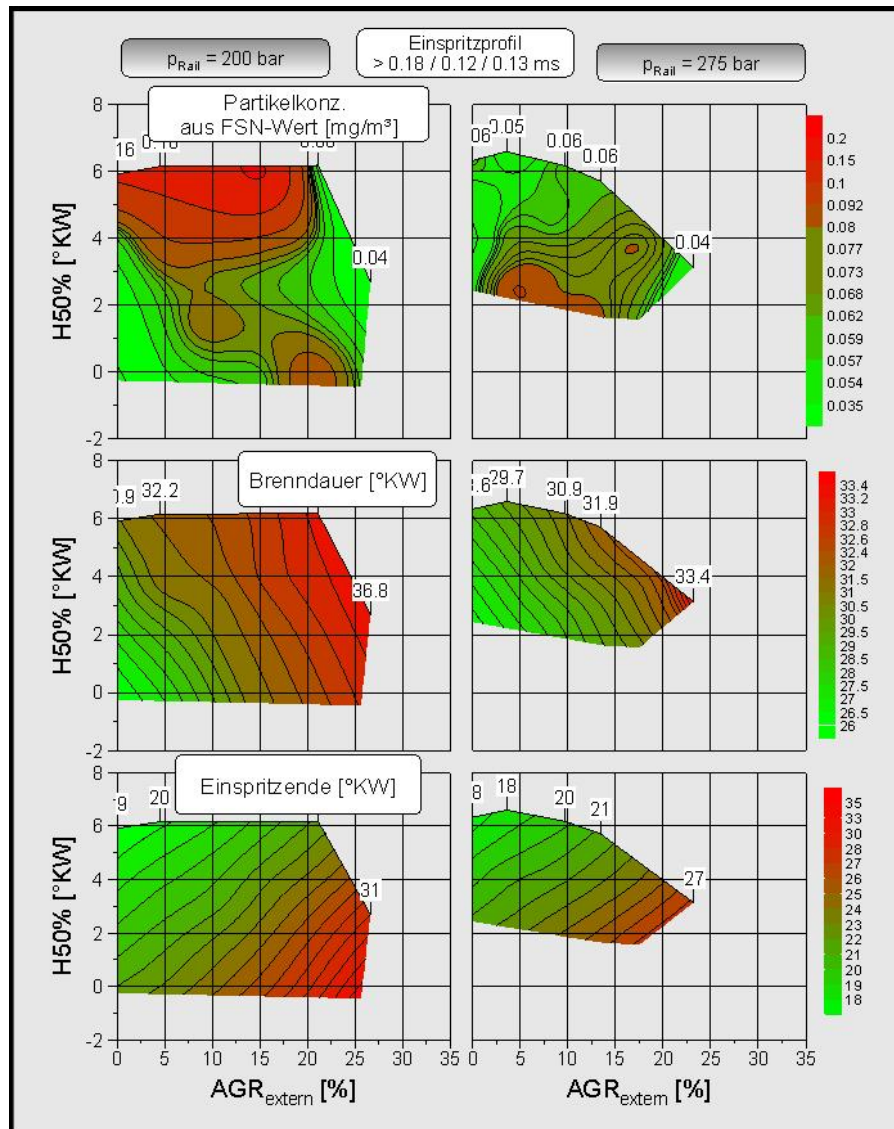


Abbildung 8.23: Einfluss Einspritzdruck – Kennfelder H50%-AGR (Teil 1),  
 $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar, Zweifacheinspritzung

Die Versuche ohne Abgasrückführung haben gezeigt, dass bei erhöhtem Einspritzdruck eine frühe Lage der Hautpeinspritzung kritisch ist. Eine Verschiebung des Einspritzzeitpunkts nach früh wird aber beim Betrieb mit Abgasrückführung infolge des mit dem Restgasgehalt steigenden Brennverzugs nötig. Bei Betrieb mit Abgasrückführung zeigt sich dies am Anstieg der Partikelemissionen in diesem Bereich (Abbildung 8.24). Infolge der besseren Gemischaufbereitung durch den erhöhten Einspritzdruck sinkt aber der Brennverzug, für einen gleichen Umsatzschwerpunkt muss später gezündet werden, entsprechend verschiebt sich auch der an die Zündung gekoppelte Einspritzzeitpunkt bei erhöhtem Raildruck nach spät.



**Abbildung 8.24:** Einfluss Einspritzdruck – Kennfelder H50%-AGR (Teil 2),  
 $n = 2000 \text{ 1/min}$ ,  $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ , Zweifacheinspritzung

Insgesamt kann und muss bei erhöhtem Einspritzdruck und hohem Restgasgehalt ein später Umsatzschwerpunkt gewählt werden. Bei einem Einspritzdruck  $> 200 \text{ bar}$  wird das Ziel niedriger Stickoxidwerte ( $\leq 4 \text{ g/kWh NO}_{x\ i}$ ) durch spätere Schwerpunktlagen bei niedrigerem Restgasgehalt erreichbar. Durch die bessere Gemischaufbereitung und die damit günstigere Entflammung kann später eingespritzt werden; damit bleibt auch bei AGR der Turbulenzvorteil für ein schnelleres Durchbrennen erhalten.

### Gesteigerter Einspritzdruck bei höherer Teillast im Schichtbetrieb

Die Abbildungen 8.25 und 8.26 zeigen den Vergleich der Kennfelder „Schwerpunktlage über Abstand Einspritzende - Zündung (EBZ)“ für Einspritzdrücke von 200 bar und 300 bar bei  $n = 2000$  1/min und höherer Teillast ( $p_{mi} = 6$  bar). Im Wesentlichen werden ähnliche Ergebnisse erzielt wie in der unteren Teillast. Es können ebenso eine günstigere Laufruhe sowie niedrigere HC-Emissionen bei späteren Schwerpunktlagen beim erhöhten Einspritzdruck festgestellt werden. Weiterhin ist die Druckerhöhung mit deutlich niedrigeren Schwärzungszahlen und damit einer geringeren Partikelmasse in den untersuchten Betriebspunkten verbunden. Können spätere Schwerpunktlagen lauf- und ruhegünstig dargestellt werden, ergibt sich auch ein Vorteil bei den Stickoxidemissionen. Beim indizierten Kraftstoffverbrauch ergeben sich keine Unterschiede. Die kürzere Brenndauer, die niedrigeren HC-Emissionen sowie die leicht erhöhten Absolutwerte bei gleicher Schwerpunktlage deuten auf geringfügig bessere bzw. vollständigere Umsetzung hin.

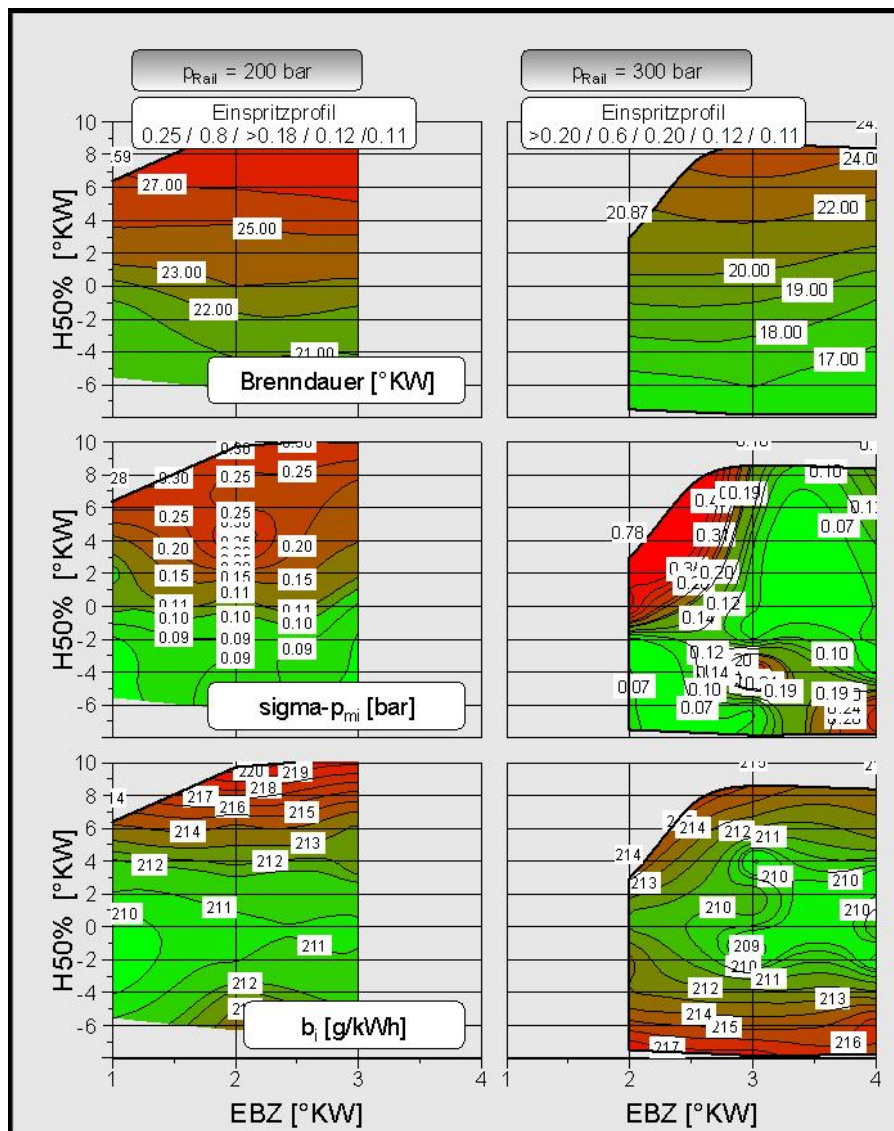
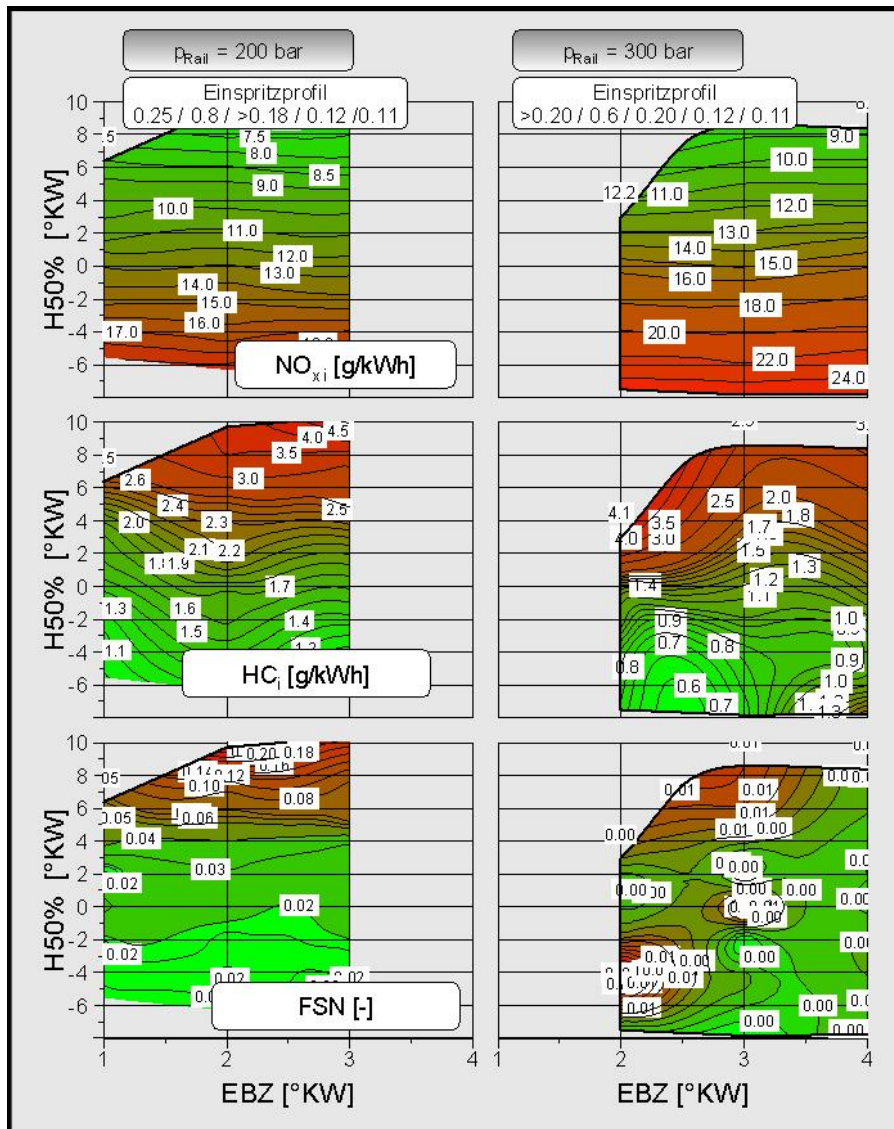


Abbildung 8.25: Einfluss Einspritzdruck im Schichtbetrieb bei höherer Teillast – Kennfelder H50%-EBZ,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 6$  bar, Dreifacheinspritzung

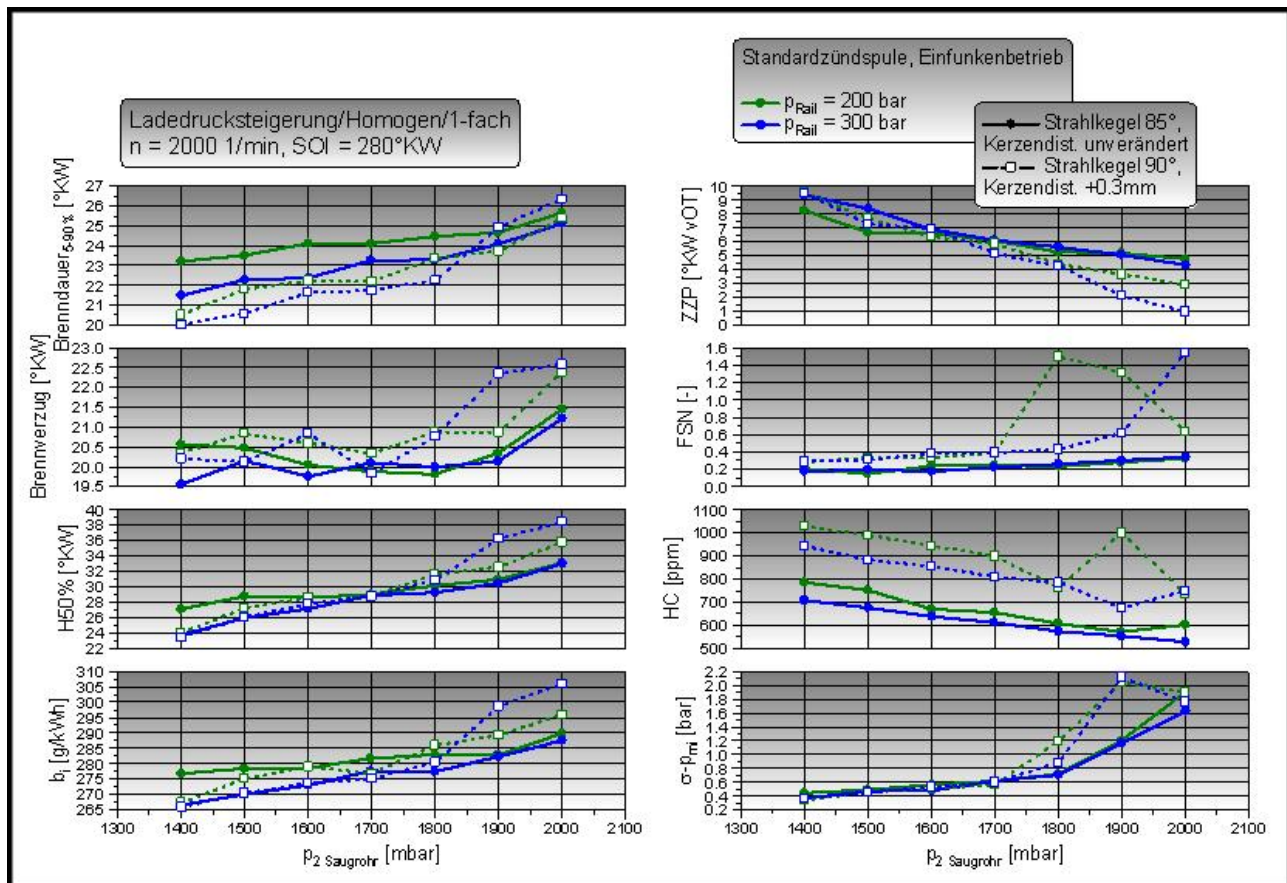


**Abbildung 8.26:** Einfluss Einspritzdruck im Schichtbetrieb bei höherer Teillast – Kennfelder H50%-EBZ (Emissionen),  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 6$  bar, Dreifacheinspritzung

Im Homogen-Schicht-Betrieb sind aufgrund der verbesserten Gemischaufbereitung infolge des erhöhten Einspritzdrucks Vorteile zu erwarten. Maßgeblich ist dabei der große Einspritzmengenanteil in den Saughub. Die im nachfolgenden Absatz beschriebenen Ergebnisse für den  $\lambda$ -1-Betrieb (homogen) sollten folglich auf den Homogen-Schicht-Betrieb übertragbar sein.

### Gesteigerter Einspritzdruck im Homogenbetrieb

Eine verbesserte Gemischaufbereitung im Schichtbetrieb durch den erhöhten Einspritzdruck kann sich auch im Homogenbetrieb positiv auswirken. Kritisch betrachtet werden muss aber die eventuell erhöhte Eindringtiefe vor allem bei Volllast. Abbildung 8.27 zeigt die Ergebnisse im Bereich der Volllast für  $n = 2000$  1/min bei  $\lambda = 0,9$  (Ladedrucksteigerung) für die 1-fach-Einspritzung für die beiden Strahlkegelwinkel  $85^\circ$  und  $90^\circ$ .

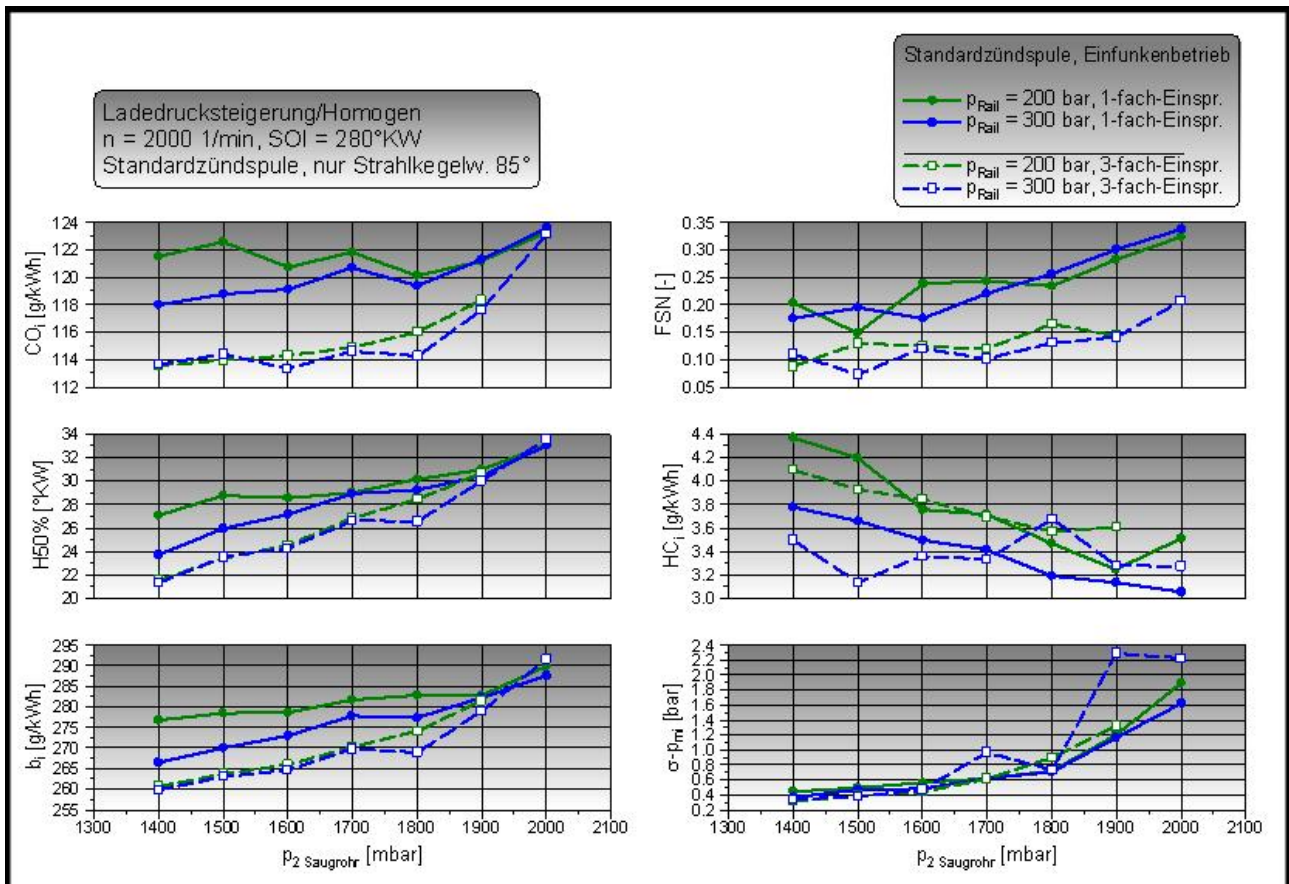


**Abbildung 8.27:** Einfluss Einspritzdruck und Strahlkegelwinkel im Homogenbetrieb, Ladedrucksteigerung,  $n = 2000$  1/min,  $\lambda = 0,9$ , Einfacheinspritzung,  $SOI = 280^\circ KW$

Mit gesteigertem Einspritzdruck kann eine näher am Optimum von  $8^\circ KW$  liegende Schwerpunktlage erzielt werden. Eine bessere Gemischaufbereitung fördert die Umsetzung und verringert die Klopfneigung; im Endgas vor der Flammenfront bleibt weniger Zeit bzw. aufbereitetes unverbranntes Gemisch zur Selbstzündung. Mit steigendem Einspritzdruck können weiterhin niedrigere HC-Emissionen sowie eine Tendenz zu sinkenden FSN-Werten festgestellt werden. Dennoch werden mit der vorhandenen Brennraumkonfiguration auch bei gesteigertem Einspritzdruck bei Einfacheinspritzung keine ausreichend zufriedenstellenden Werte bezüglich der Schwärzung bzw. der Schwerpunktlage erreicht. Dabei zeigt sich beim Betrieb des Injektors mit einem  $90^\circ$ -Strahlkegelwinkel eine nochmalige Verschlechterung.



Abbildung 8.28 zeigt die Ergebnisse der Vollastuntersuchungen jeweils bei den Einspritzdrücken  $p_{\text{Rail}} = 200$  bar und 300 bar mit Einfach- und Dreifacheinspritzung (Aufteilung 3 mal 1/3 der Gesamtmenge) im Vergleich.



**Abbildung 8.28:** Einfluss Einspritzdruck und Taktung im Homogenbetrieb – Ladedrucksteigerung,  $n = 2000$  1/min,  $\lambda = 0.9$ , SOI = 280 °KW, Strahlkegelwinkel = 85°

Durch die Dreifachtaktung lässt sich eine deutliche Verbesserung gegenüber der Basis erzielen, die Wirkung der Taktung ist insgesamt größer als die des erhöhten Einspritzdrucks. Wird die Taktung mit erhöhtem Einspritzdruck kombiniert, liefert dies die günstigsten Ergebnisse hinsichtlich Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch, Kohlenwasserstoff- und Rußemissionen.

### 8.1.3 Versuche ohne Applikationsanpassung am Vollmotor

Parallel zu den detaillierten Untersuchungen am Einzylinderaggregat wurde der Einfluss der Einspritzdruckerhöhung an einem handelsüblichen V6-Vollmotor (M272) ohne Veränderung der Serienapplikation untersucht (technische Daten und Versuchsaufbau im Kapitel 4.3.1).

In Abbildung 8.29 ist das Verhalten bei Steigerung des Kraftstoffdrucks für jeweils zwei Betriebspunkte in der unteren Teillast mit AGR ( $n = 1000$  1/min,  $p_{mi} = 2$  bar und  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar) sowie in der oberen Teillast ohne AGR ( $n = 1400$  1/min,  $p_{mi} = 5$  bar und  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 6$  bar) dargestellt.

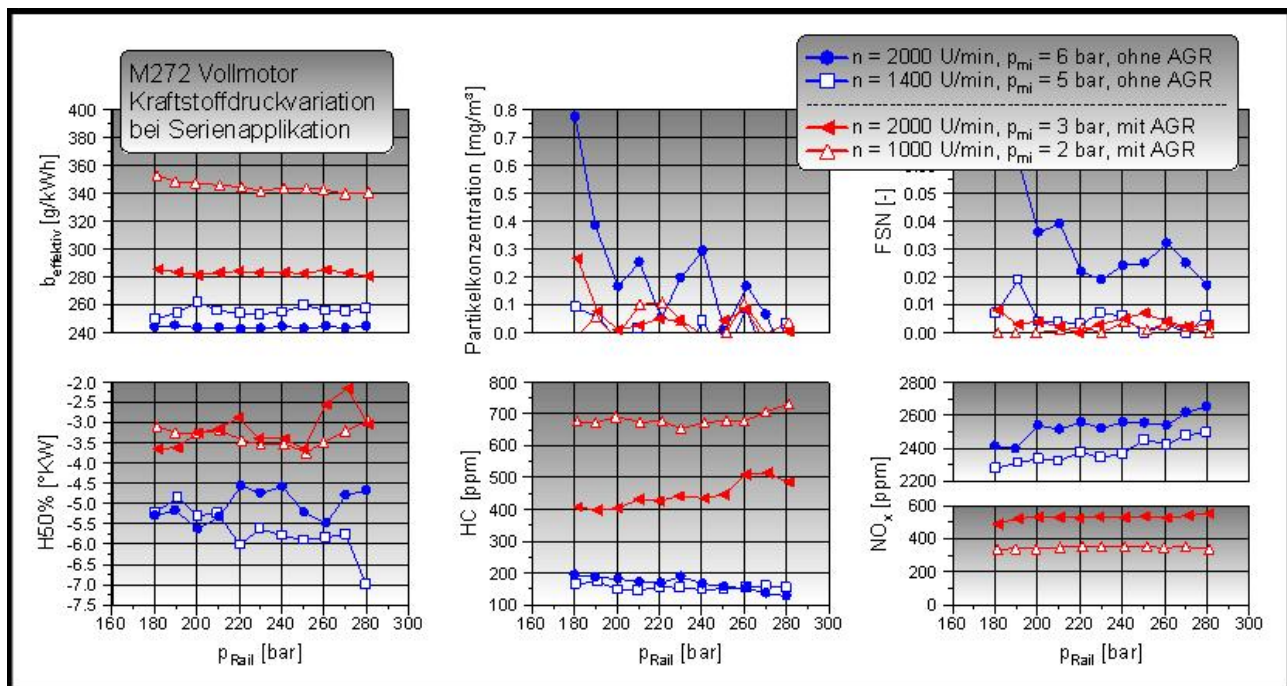
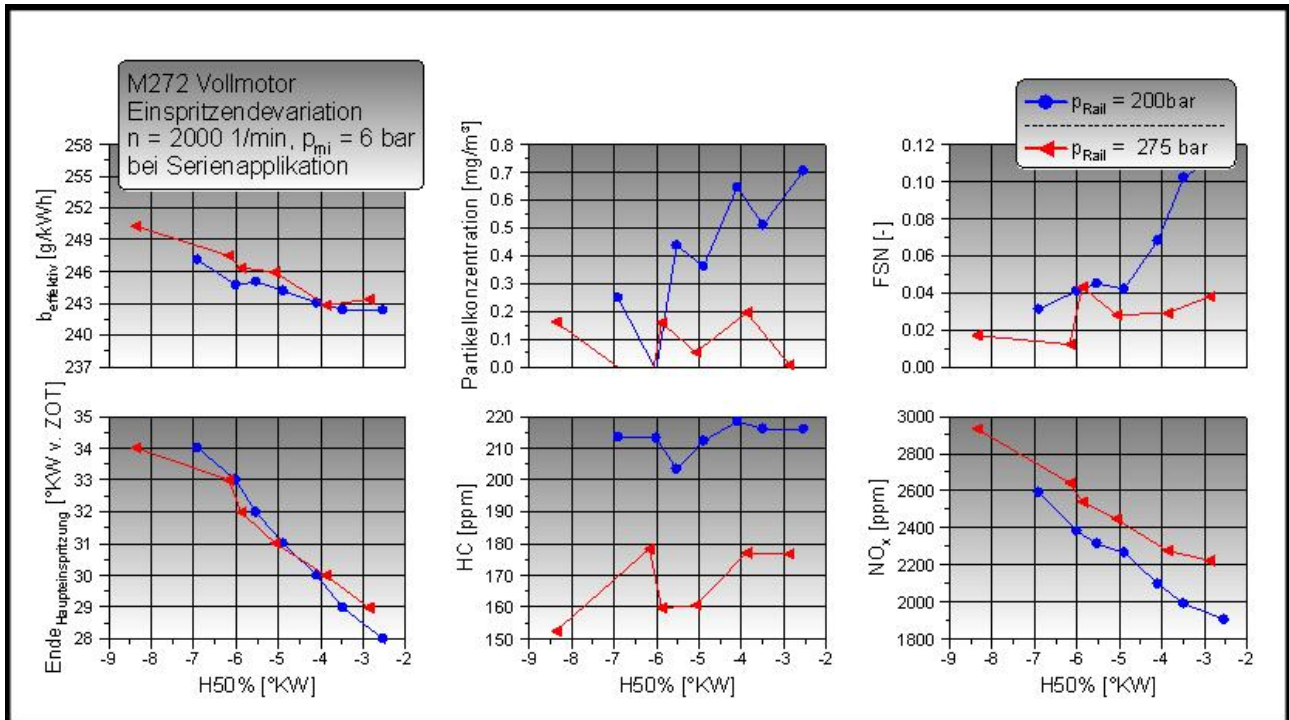


Abbildung 8.29: Kraftstoffdruckvariation am Vollmotor an ausgewählten Betriebspunkten

Bei Beibehaltung der Serienapplikation bezüglich der Einspritzstrategie und der Zündung sind seitens des Kraftstoffverbrauchs und der Emissionen einschließlich der Partikelkonzentrationen in der unteren Teillast kaum Veränderungen festzustellen. Hinsichtlich der Partikelemissionen bewegt man sich bei niedrigen Lasten ohnehin im eher unkritischen Bereich, dennoch ist auch hier eine Tendenz zur Absenkung erkennbar. Im oberen Lastbereich des Schichtbetriebskennfelds hingegen ist eine signifikante Abnahme der Partikelkonzentration im Abgas mit steigendem Kraftstoffdruck festzustellen ( $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 6$  bar). Im Gegensatz zu den Betriebspunkten ohne Abgasrückführung in der oberen Teillast sind die Betriebspunkte bei niedriger Teillast mit hohen Rückföhraten (ca. 30 %) untersucht worden. Aus der jeweils geringen Partikelkonzentration bei beiden Kraftstoffdröcken kann geschlossen werden, dass sich der erhöhte Einspritzdruck mit Abgasrückföhrung gut kombinieren lässt.

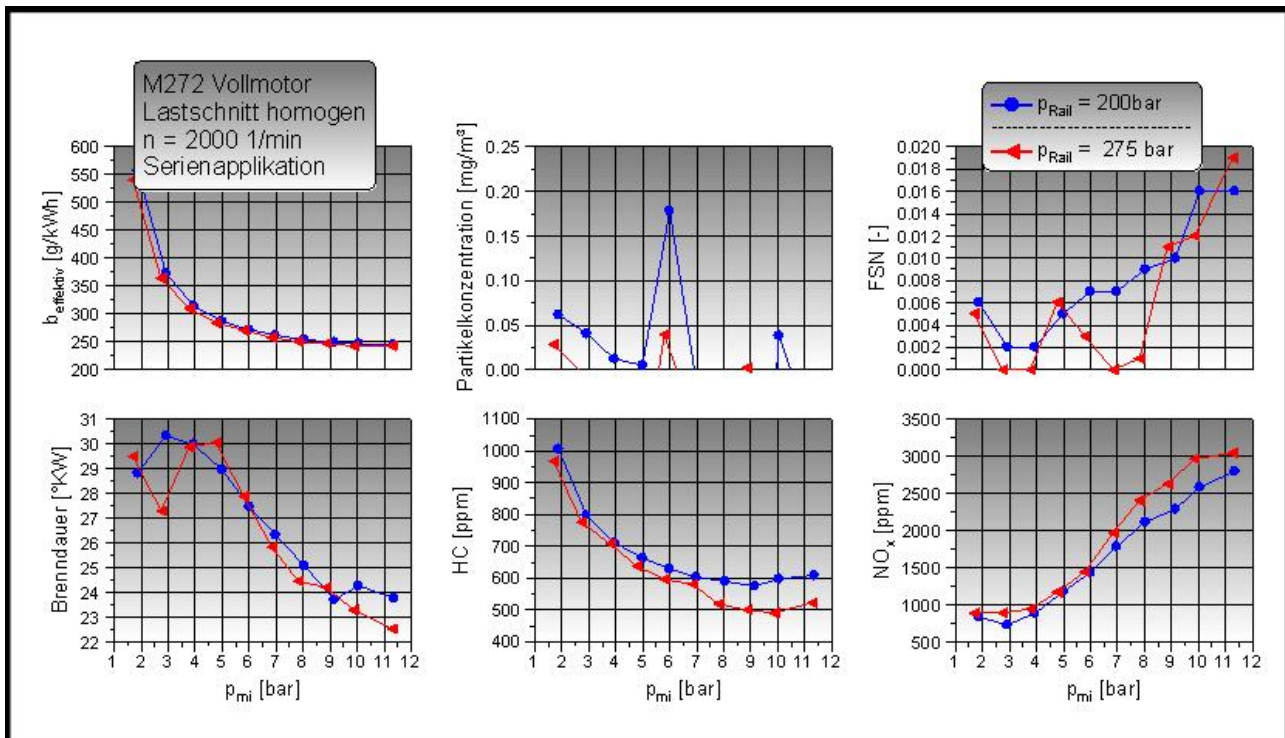
Für die Untersuchung „Variation der Verbrennungsschwerpunktlage“ wird in die Serienapplikation bezüglich des Einspritzzeitpunkts und des an diesen gekoppelten Zündzeitpunkts eingegriffen. Die Mengenverteilung und die Anzahl der Einspritzungen bleiben unverändert. Sowohl für den Standardeinspritzdruck von 200 bar als auch für den gesteigerten Einspritzdruck von 275 bar wird die Lage des Einspritzpakets samt Zündung und damit der Verbrennungsschwerpunkt in Richtung ZOT verschoben (Abbildung 8.30).



**Abbildung 8.30:** Einfluss Einspritzdruck und Schwerpunktlage am Vollmotor –  
n = 2000 1/min, p<sub>mi</sub> = 3 bar

Für beide Kraftstoffdrücke kann eine Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs zu späten Lagen festgestellt werden. Bei einem Einspritzdruck von 200 bar kann dieses Kraftstoffverbrauchspotential aber nicht genutzt werden, da es mit der späten Verbrennungsschwerpunktlage zu einem deutlichen Anstieg der Schwärzungszahlen und Partikelkonzentration im Abgas kommt. Die Verbrennung bei erhöhtem Einspritzdruck ist weiterhin durch niedrigere HC-Emissionen und erhöhte NO<sub>x</sub>-Emissionen bei gleicher Schwerpunktlage, also insgesamt einer besseren Umsetzung des eingesetzten Kraftstoffs, gekennzeichnet. Am Vollmotor kann im Schichtbetrieb der gleiche Trend wie am Einzylinderaggregat – das Erreichen späterer Schwerpunktlagen – aufgezeigt werden.

Neben dem Schichtbetrieb muss die Tauglichkeit des erhöhten Kraftstoffdrucks auch im Homogenbetrieb nachgewiesen werden (Abbildung 8.31).



**Abbildung 8.31:** Einfluss Einspritzdruck im Homogenbetrieb am Vollmotor – Lastschnitt bei  $n = 2000$  1/min

Im  $\lambda$ -1-Betrieb deutet der niedrigere Kraftstoffverbrauch bei gleichzeitig niedrigeren HC-Emissionen und leicht erhöhten  $\text{NO}_x$ -Emissionen auf eine bessere bzw. vollständigere Umsetzung bei erhöhtem Einspritzdruck hin (bessere Gemischaufbereitung). Die Gefahr der Wandbenetzung infolge eines eventuell veränderten Eindringverhaltens erscheint, zumindest bei dem für die Untersuchungen verwendeten Vollmotor mit recht großer Bohrung, unkritisch.

### Fazit – Einspritzdruckerhöhung bei DEO2-Injektortechnologie am Vollmotor

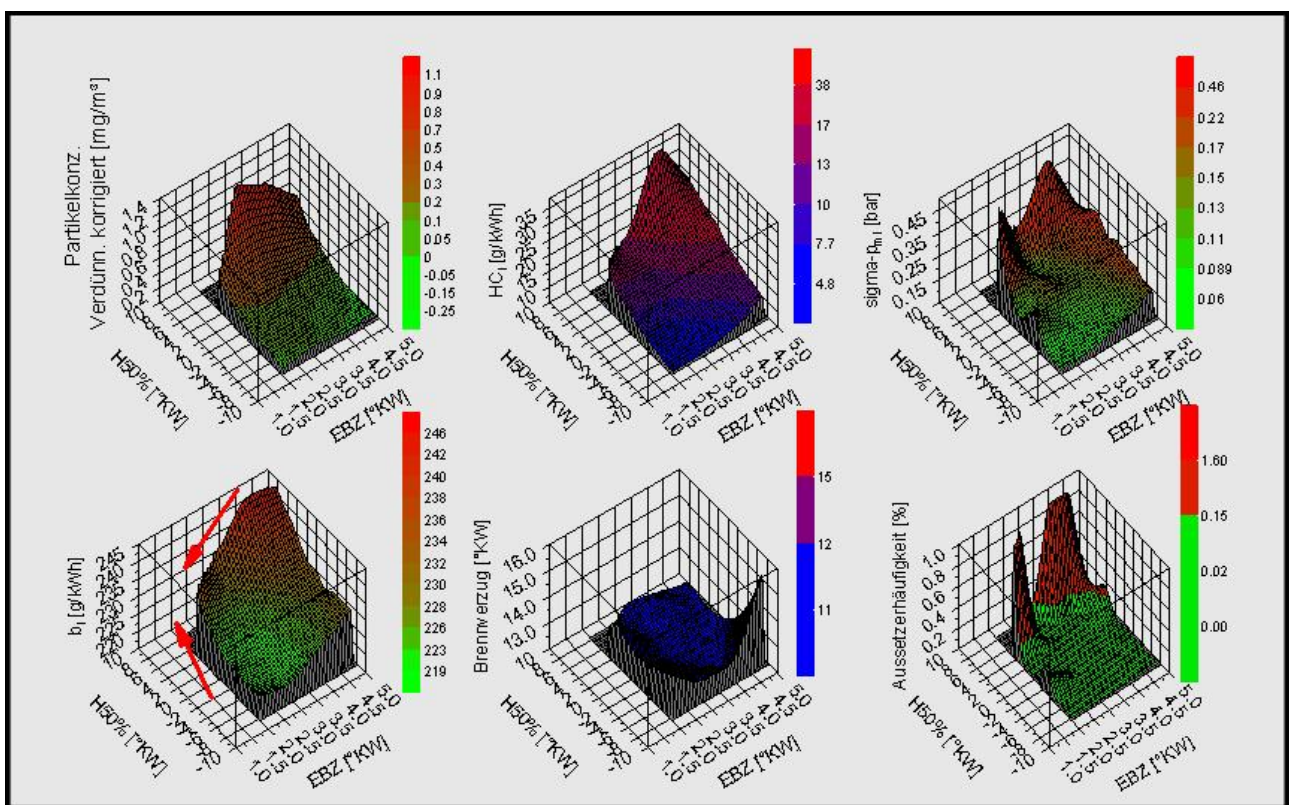
Die Erhöhung des Kraftstoffdrucks bis ca. 300 bar zeigt im Homogen- und Schichtbetrieb vor allem Verbesserungen bezüglich der Schwärzungszahlen bzw. der Partikelemissionen. In Bezug auf den indizierten Kraftstoffverbrauch und die Abgaskomponenten HC, CO und  $\text{NO}_x$  kann durch die Drucksteigerung ein signifikanter Vorteil erzielt werden, sobald eine Anpassung an mögliche spätere Schwerpunktlagen vorgenommen wird. Der effektive Kraftstoffverbrauch inklusive des Mehrverbrauchs zur Erzeugung des höheren Einspritzdrucks war nicht Teil dieser Untersuchungen und muss in zukünftigen Studien noch detailliert betrachtet werden.

## 8.2 Zündung/Zündsysteme

### 8.2.1 Mehrfunkenzündung

Teilweise lassen sich Zielkonflikte des strahlgeführten Brennverfahrens, die sich aus dem Abstand Einspritzende zum Zündzeitpunkt – wie in Kapitel 5.1 beschrieben – ergeben, durch den Einsatz der Mehrfunkenzündung überwinden. Erwartungsgemäß haben Defizite der Gemischbildung bei kurzem Abstand zwischen Einspritzende und Zündung gravierendere Auswirkungen als bei größerem Abstand und damit längerer Gemischaufbereitung. Mit Einsatz der Mehrfunkenzündung kann auch bei unzureichender Gemischaufbereitung eine Verbrennung eingeleitet werden, indem die Entflammung durch einen der Folgefunkeln erfolgt; ein Verbrennungsaussetzer wird verhindert. Damit lassen sich mit größerer Robustheit kleine Abstände zwischen Einspritzende und Zündung realisieren. Aus den niedrigeren HC-Emissionen durch die nachfolgend vollständigere Umsetzung resultiert ein Kraftstoffverbrauchsvorteil insbesondere bei späteren Schwerpunktlagen.

Abbildung 8.32 zeigt die Messwerte für den Verbrennungsschwerpunkt im Verhältnis zum Abstand zwischen Einspritzende und Zündzeitpunkt (Kennfeld H50%-EBZ) ohne Mehrfunkenzündung im Kennfeld .

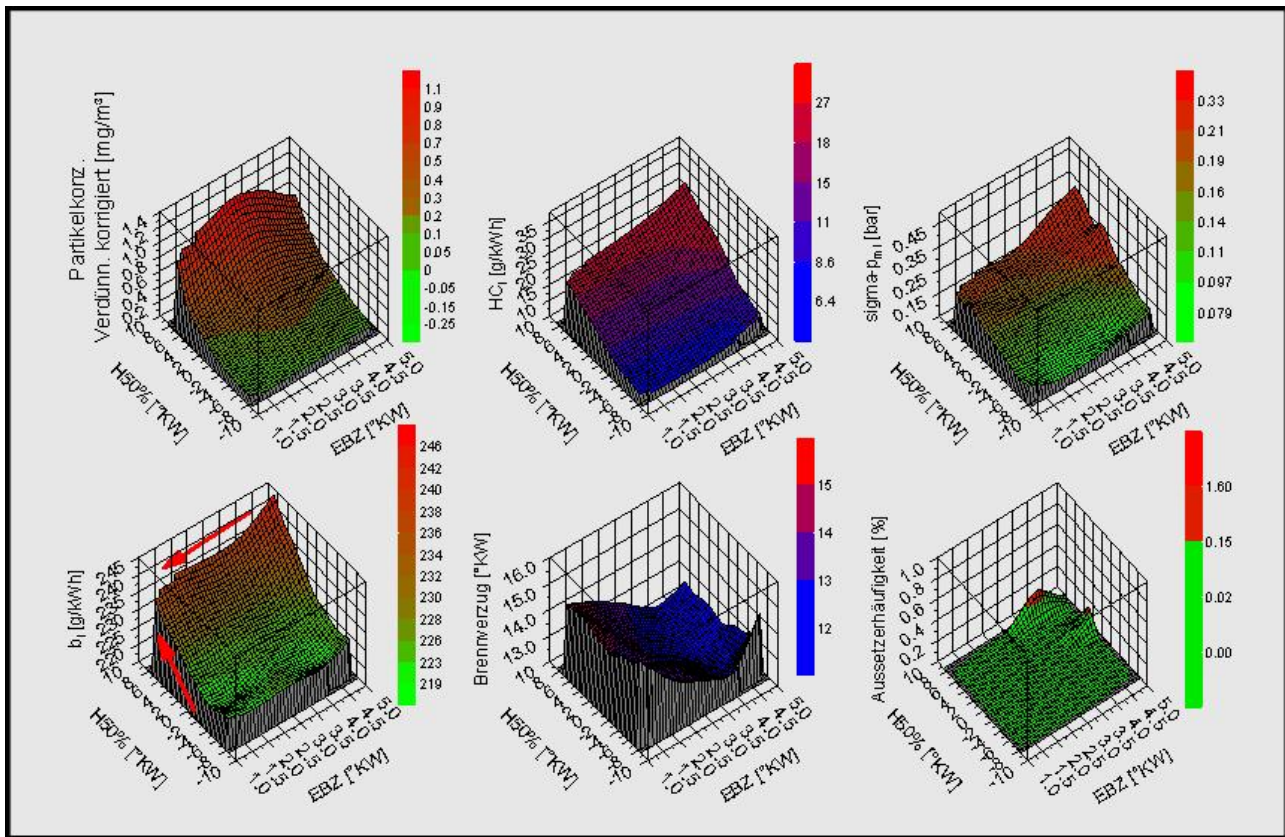


**Abbildung 8.32:** Kennfeld H50%-EBZ,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar, ohne Mehrfunkenzündung

Der Bereich mit spätem H50% und kleinem EBZ kann aufgrund auftretender Aussetzer nicht erreicht werden. Aber auch bei großem EBZ steigen die HC-Emissionen zu späten Schwerpunktlagen hin an, ebenso die massebezogene Partikelkonzentration. Besonders attraktiv ist

aber gerade jener Bereich im Kennfeld mit kleinem Abstand zwischen Einspritzende und Zündung bei später Schwerpunktlage.

Abbildung 8.33 zeigt Messwerte des gleichen Kennfelds mit Mehrfunktenzündung. Hier ist der Bereich der späten Schwerpunktlage bei kleinem EBZ eher erreichbar. Auch im Bereich grenzwertiger Gemischbildungsqualität kann eine Entflammung der Gemischwolke erfolgen. Dennoch sind auch beim Einsatz der Mehrfunktenzündung die Partikelemissionen bei später Schwerpunktlage im Vergleich zu erhöhtem Einspritzdruck ohne Mehrfunktenzündung deutlich erhöht.



**Abbildung 8.33:** Kennfeld H50%-EBZ,  $n = 2000 \text{ 1/min}$ ,  $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ , mit Mehrfunktenzündung

Wie zu erwarten, kompensiert die Mehrfunktenzündung die Defizite der Gemischbildung, da die Wahrscheinlichkeit der Entflammung des Gemischs durch einen Folgefunklen deutlich erhöht werden kann. Die hier vorgenommenen Untersuchungen zielen aber in erster Linie darauf ab, die Vorgänge der Gemischbildung und Entflammung besser zu verstehen, um diese durch geeignete Maßnahmen anzupassen, um das Brennverfahren hinsichtlich Rohemissionen zu verbessern. Die Mehrfunktenzündung stellt darüber hinaus ein Mittel zur Verfügung, das Verfahren in einem toleranzbehafteten Großserienumfeld über Motorlebensdauer mit größerer Sicherheit zu beherrschen. Aufgrund des defizitüberdeckenden Charakters der Mehrfunktenzündung erfolgten Untersuchungen zur Gemischbildung vorrangig mit Einfacheinspritzung.

### 8.2.2 Systeme mit erhöhter Zündfunkenenergie

Die Zündung erfolgt beim Ottomotor durch einen Hochspannungsfunken an der Zündkerze. Dazu müssen am Zündort definierte Verhältnisse vor allem bezüglich des Luftkraftstoffverhältnisses vorliegen (Abbildung 8.34 links). Neuartige elektronische Zündsysteme ermöglichen es, im Zündfunken eine erhöhte Energie bereitzustellen als bei heute üblichen Transistorspulenzündungen. Nachteile, welche die Erhöhung der Zündfunkenenergie begrenzen – wie z. B. die Höhe des verschleißrelevanten Funkenanfangsstroms (Durchschlag des Funkens) – können vermieden werden. Der höhere Energieeintrag in den Zündfunken wird durch eine längere Funkenbrenndauer bei gleichzeitiger Begrenzung des Funkenanfangsstroms erreicht, so dass sich seitens der Haltbarkeit der Zündkerzen keine Nachteile ergeben (Abbildung 8.34 rechts). Die über den Zündfunken eingetragene Energie erhöht sich (theoretisch) um den Faktor 1,5.

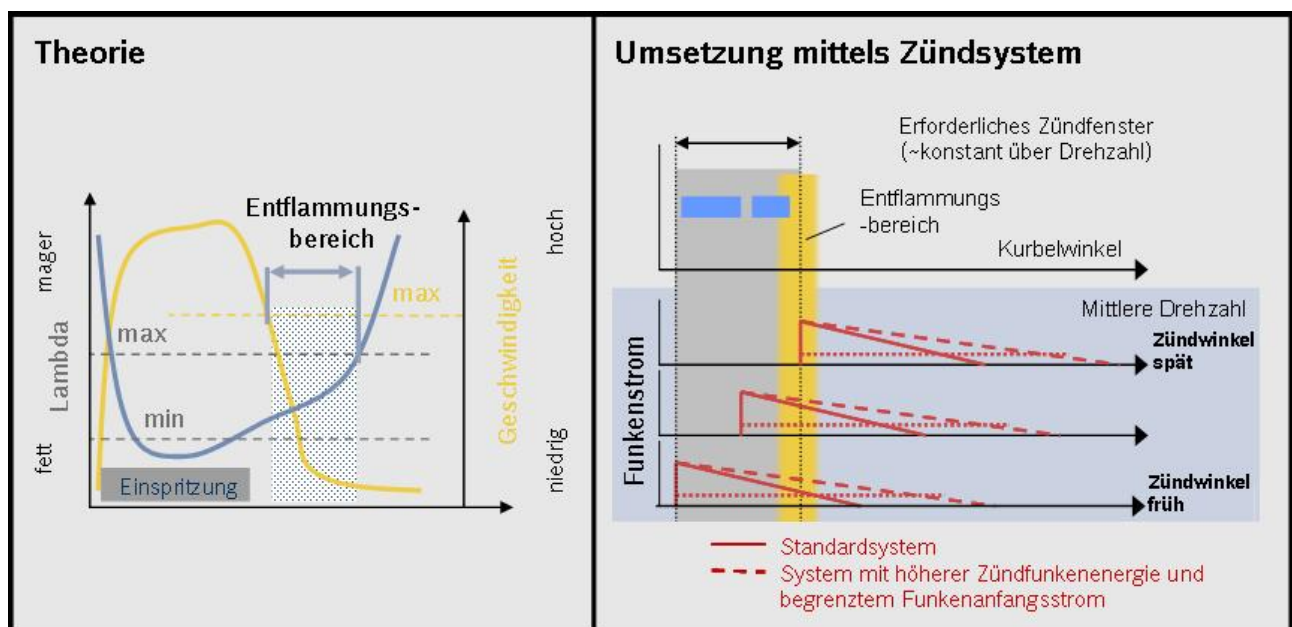
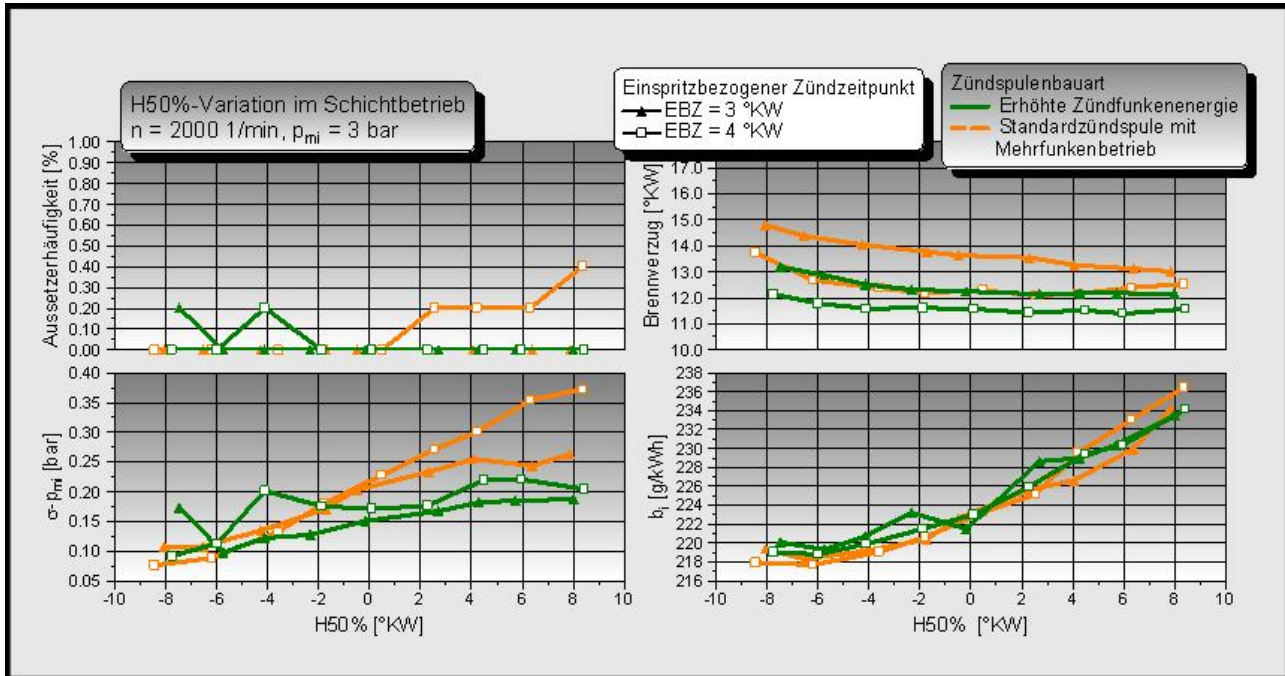


Abbildung 8.34: System mit erhöhter Zündfunkenenergie – Wirkprinzip

In der vorliegenden Arbeit erfolgt eine knappe Bewertung, ob und wie sich ein System mit erhöhter Zündfunkenenergie in Kombination mit den heterogen mageren Brennverfahren verhält.

Der Vergleich zwischen Mehrfunkenzündsystem und dem System mit erhöhter Zündfunkenenergie ist in Abbildung 8.35 dargestellt. Exemplarisch ist in diesen Messreihen die Schwerpunktlage für den Betriebspunkt  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar bei verschiedenen EBZ variiert worden. Durch

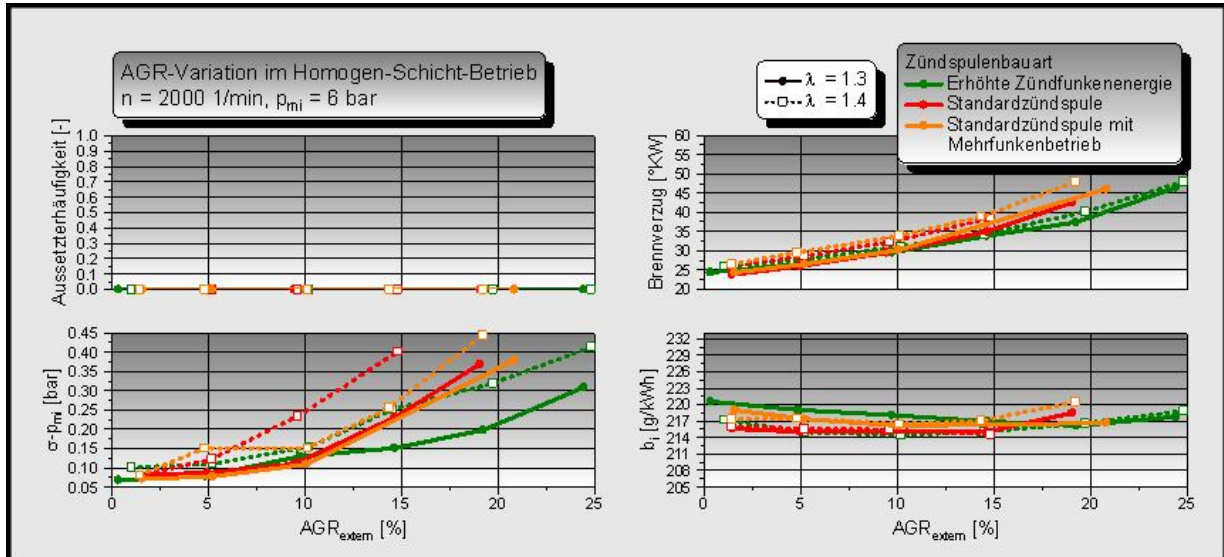


**Abbildung 8.35:** System mit erhöhter Zündfunkenenergie – Schichtbetrieb bei  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar

den Einsatz des Hochenergiezündsystems kann die Robustheit (aussetzerfreier Betrieb auch bei ungünstigen Entflammungsbedingungen) weiter gesteigert werden. Es treten auch bei größerem Abstand zwischen Einspritzende und Zündung (z. B. EBZ = 4 °KW) keine Aussetzer bei späten Schwerpunktlagen auf. Niedrige Partikelemissionen (durch die tendenziell lange Gemischaufbereitungszeit) und niedrige Stickoxidemissionen (späte Schwerpunktlagen) können applikativ mit begrenztem Aufwand durch den Einsatz eines Zündsystems mit erhöhter Zündfunkenenergie realisiert werden.



Ein ähnliches Resultat wie im Schichtbetrieb kann auch im Homogen-Schicht-Betrieb erzielt werden. Durch den Einsatz des Zündsystems mit erhöhter Zündfunkenenergie ist eine höhere AGR-Verträglichkeit bei einem niedrigeren Vorzündbedarf nachweisbar (8.36). Die Auswirkun-



**Abbildung 8.36:** System mit erhöhter Zündfunkenenergie – Homogen-Schicht-Betrieb bei  $n = 2000 \text{ 1/min}$ ,  $p_{mi} = 6 \text{ bar}$

gen eines möglichen Mehrbedarfs an Energie aus dem Bordnetz für das Zündsystem mit erhöhter Zündfunkenenergie müssen in weitergehenden Untersuchungen erfolgen.



## 9 Zusammenfassung

Ziel dieser Arbeit war es, für Brennverfahren von Ottomotoren mit Benzindirekteinspritzung und zentraler Injektorlage Ansätze zur Verbesserung des Emissionsverhaltens aufzuzeigen. Das Hauptaugenmerk lag auf der Absenkung der Rohemissionen unter Beibehaltung eines qualitätsgeregelten ottomotorischen Magerbetriebs. Erstmals stand dabei die Kombination strahlgeführter Schichtladebrennverfahren mit Variabilitäten im Ventiltrieb, die über einfache Phasenverstellung hinausgehen, im Mittelpunkt der Untersuchungen. Eine nachhaltige Sicherstellung des CO<sub>2</sub>-Vermeidungspotentials kann dabei nur unter frühzeitiger Berücksichtigung der Randbedingungen und Anforderungen magerer Abgasnachbehandlung erfolgen. Die Erkenntnisse stützen sich zum Großteil auf Ergebnisse aus Einzylinderversuchen mit vollvariablem Ventiltrieb.

Durch Adaption einer Restgasstrategie für den entdrosselten Magerbetrieb über einen großen Kennfeldbereich des Teillastbetriebs konnte das Rohemissionsniveau gegenüber dem Ausgangsniveau bei Beibehaltung des Verbrauchsvorteils des Magerbetriebs und gleichzeitiger Verbesserung der Randbedingungen für magere Abgasnachbehandlung erreicht werden. Die Restgasstrategie für den Magerbetrieb ist dabei über einen mechanisch-teilvariablen Ventiltrieb (Ventilhubumschaltung via „Two-Step-System“ und Phasensteller jeweils auf Einlass- und Auslassseite) realisierbar. Im Bereich der unteren Teillast wird die Betriebsart „Schicht“ favorisiert. Durch Kombination von Plateaunocken auf Einlass- und Auslassseite sowie angepasste Phasenstellung wird durch maximale Ventilüberschneidung und damit Rückschieben in und Rücksaugen aus den Auslass- bzw. den Einlasskanälen der notwendige stickoxidsenkende Restgasgehalt allein über innere Abgasrückführung erreicht. Die Verträglichkeit des Brennverfahrens von Restgas liegt aufgrund der deutlich höheren Frischladungstemperaturen deutlich über der konventionellen Basis mit externer AGR. Gleichzeitig unterstützen die erhöhten Frischladungstemperaturen die Gemischbildung und Entflammung und ermöglichen eine laufruhige und rußarme Verbrennung auch bei höchsten Restgasanteilen. Insgesamt kann so für den Schichtbetriebsbereich ein sehr niedriges Rohemissionsniveau bezüglich Stickoxid- und Partikelemissionen (Schwärzungszahl) erreicht werden. Für den oberhalb des Schichtbetriebs angewendeten „Homogen-Schicht-Betrieb“ kann ebenso eine erhöhte Restgasverträglichkeit und Magerlauffähigkeit durch Temperaturerhöhung aufgezeigt werden. Die Ergebnisse der Untersuchungen zeigen jedoch, dass gegenüber dem Schichtbetrieb aufgrund der Gefahr der Selbstzündung eine moderatere Temperaturerhöhung der Frischladung die günstigsten Ergebnisse liefert. Dies konnte über Rücksaugen aus dem Einlasskanal erreicht werden – unter Verwendung der gleichen Ventilerhebungskurven bzw. Nockenformen wie im Schichtbetrieb. Ebenso wäre diese Variante mit demselben mechanisch-teilvariablen Ventiltrieb umsetzbar, anstelle des Auslassplateaunockens würde aber ein konventioneller Auslassnocken Verwendung finden. Der Motorbetrieb mit den dargestellten Varianten der Restgassteuerung im Heterogen-Mager-Betrieb wären (nach heutigem Erkenntnisstand) zudem ohne eine z. B. beim *CAI*-Betrieb notwendige Verbrennungsregelung, d. h. mit etablierter Zündwinkel- und Klopfregelungsapplikation möglich. Die Betrachtung transients Vorgänge bzw. des Verhaltens bei Umschaltung zwischen Betriebspunkten und Betriebsarten muss in weitergehenden Untersuchungen am Vollmotor erfolgen.

Neben der detaillierten Untersuchung von Restgasstrategien in Kombination mit heterogen-mageren Brennverfahren erfolgte die Bewertung möglicher Entwicklungsrichtungen von Technologiebausteinen für diese Brennverfahren. Als ein weiterer Ansatz wird eine moderate Einspritzdruckerhöhung bei Beibehaltung der vorhandenen Injektortechnologie mit piezoaktuierter A-Düse verfolgt. Die Bewertung der Effekte erhöhten Einspritzdrucks sind ebenfalls mittels Versuchen sowohl an Einzylinderaggregaten als auch an einem Vollmotor, insbesondere aber auch über detaillierte optische Analysen des Einspritzvorgangs an einer beheizten Druckkammer bzw. an Transparentaggregaten sowie mittels CFD-Simulationen vorgenommen worden.

Mit begrenztem applikativen Aufwand sind dabei niedrigere Partikelrohmissionen erzielbar. Gleichzeitig ergibt sich mit steigendem Einspritzdruck die Tendenz zur Spätverschiebung des Einspritzzeitpunkts aufgrund schnellerer Gemischaufbereitung und insbesondere aufgrund eines schnelleren Durchbrandverhaltens bei niedrigeren Zyklenschwankungen. Der nicht durch kürzeren Brennverzug bzw. durch die schnellere Umsetzung überkompensierte Teil dieses Potentials lässt sich durch Spätverlagerung des Verbrennungsschwerpunkts zur Absenkung der Stickoxidrohmissionen nutzen. Betrachtungen bezüglich der Energieaufwendung zur Bereitstellung des erhöhten Einspritzdrucks bzw. die Betrachtung der Dauerhaltbarkeit der Komponenten haben ebenso in weiterführenden Untersuchungen zu erfolgen. In einem weiteren Teil der Arbeit erfolgt die Bewertung eines Zündsystems mit erhöhter Zündfunkenenergie. In Kombination mit heterogen-mageren ottomotorischen Brennverfahren kann dabei eine höhere Restgasverträglichkeit und eine bessere Laufruhe im Grenzbereich maximaler AGR-Verträglichkeit nachgewiesen werden. Eine Bewertung der Einflüsse des Zündsystems über das Brennverfahren hinaus (Haltbarkeit, Energieverbrauch, Kosten und Gewicht) hat in weitergehenden Untersuchungen zu erfolgen.

Als weiterer Ansatzpunkt für zukünftige Vorhaben wird die gesamtheitliche Bewertung von Kombinationen der weiterentwickelten Technologiebausteine (variabler Ventiltrieb, Erhöhung des Einspritzdrucks, Erhöhung der Zündfunkenenergie) angesehen.

Eine Übersicht der in dieser Arbeit betrachteten Ansätze zur Verbesserung des Verbrauchs- und Emissionsverhaltens von Ottomotoren mit strahlgeführtem Brennverfahren zeigt Tabelle 9.1.

Maßnahme	Wirkungen und Effekte	Nutzen
Innere AGR über erweiterte Variabilitäten im Ventiltrieb / Plateaunocken	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Unterstützung der Gemischbildung und Entflammung</li> <li>• Erhöhung der Restgasverträglichkeit</li> <li>• Erhöhung der Abgastemperatur</li> <li>• thermische Entdrosselung im Homogen-Schicht-Betrieb</li> <li>• schnelle und direkte Zumesung von Restgas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Reduzierung der Zyklenschwankungen bei hoher Ladungsverdünnung</li> <li>• Reduzierung der NO<sub>x</sub>-Rohemissionen</li> <li>• Reduzierung der HC-Rohemissionen</li> <li>• Abgas im Temperaturarbeitsbereich der Katalysatoren, Reduzierung von Katalysatorwarmhaltemaßnahmen, z. B. Androsseln im Schichtbetrieb</li> <li>• Verbrauchsvorteil durch vollständigere Kraftstoffumsetzung</li> <li>• Verbrauchsvorteil durch Entdrosselung im Homogen-Schicht-Betrieb</li> <li>• Vermeidung von Streckentotzeiten</li> </ul>
Erhöhung des Einspritzdrucks	<ul style="list-style-type: none"> <li>• schnellere und bessere Gemischaufbereitung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• niedrigere Partikelemissionen</li> <li>• thermodynamisch günstigere Verbrennungsschwerpunktlagen aufgrund schnellerer Verbrennung</li> </ul>
Erhöhung der Zündenergie	<ul style="list-style-type: none"> <li>• stabilere Entflammung magerer Gemische</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Reduzierung der Zyklenschwankungen</li> <li>• durch Nutzen des Potentials größerer lokaler und globaler Abmagerung Verbrauchs- und Emissionsvorteile</li> </ul>

**Tabelle 9.1:** Untersuchte Maßnahmen zur Verbesserung des Verbrauchs- und Emissionsverhaltens von Ottomotoren mit strahlgeführtem Brennverfahren



# Abbildungsverzeichnis

2.1	Einteilung der Schichtladungsbrennverfahren für Ottomotoren . . . . .	4
2.2	Kraftstoffstrahlposition beim strahlgeführten Brennverfahren . . . . .	7
2.3	Einspritzvorgang im Schichtbetrieb – Einspritzstrategie und Zündzeitpunkt . . . . .	8
2.4	Mehrfacheinspritzung im Schichtbetrieb - Simulationsergebnisse . . . . .	9
2.5	Mehrfacheinspritzung im Schichtbetrieb - Versuchsergebnisse . . . . .	10
2.6	Differenzkennfeld Schichtbetrieb . . . . .	11
2.7	Zusätzlicher Kraftstoffverbrauchsvorteil durch HOS bei $n = 2000$ 1/min . . . . .	12
2.8	Betriebsarten im Motorkennfeld . . . . .	13
2.9	Restgasstrategien . . . . .	17
2.10	Aufbau Abgasnachbehandlung für ottomotorischen Magerbetrieb - schematisch . . . . .	18
2.11	Einfluss der Abgastemperatur auf den Reduktionsmittelnutzungsgrad eines $\text{NO}_x$ - Speicherkatalysators . . . . .	19
3.1	Flammen- und Zündtemperatur eines Brennstoff-Sauerstoff-Gemischs in Abhän- gigkeit vom Mischungsverhältnis mit Inertgas . . . . .	22
3.2	Verbrennungskonzept - Frischladungstemperatur vs. Restgasgehalt . . . . .	25
3.3	Einfluss des Einspritzdrucks und des Gegendrucks auf die Tröpfchengröße . . . . .	26
3.4	Extrapolation der Verdampfungsraten in Abhängigkeit vom Einspritzdruck für verschiedene Düsenbauformen . . . . .	27
3.5	Zündgrenzen eines Brennstoff-Luft-Gemisches unter atmosphärischen Bedingun- gen bei Umgebungstemperatur in Abhängigkeit des Massenstroms . . . . .	28
4.1	Sichtverhältnisse der Brennraumendoskopiezugänge am Einzylinderaggregat . . . . .	32
4.2	Vollvariabler Ventiltrieb Lotus AVT . . . . .	33
4.3	Kraftstoffversorgung des Vollmotors . . . . .	35
4.4	Druck- und Temperaturkammer . . . . .	38
4.5	Prinzipdarstellung - Aufnahme von Mie-Streulicht . . . . .	39
5.1	H50%-Var., $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar . . . . .	42
5.2	H50%-Var., $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar – Brenndauer . . . . .	43
5.3	H50%-Var., $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar – Druckverlaufsanalyse . . . . .	44
5.4	H50%-Var., $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar – Umsatzpunkte für 100 Arbeitsspiele . . . . .	45
5.5	H50%-Var., $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar – Strahlanalyse mittels Brennraum- endoskopie . . . . .	46
5.6	H50%-Var., $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar – Strahlanalyse am Transparentaggregat . . . . .	48
5.7	$n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar; Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit durch Variation der Drehzahl – Strahlanalyse am Transparentaggregat . . . . .	49
5.8	$n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar; Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit durch Varia- tion der Ansaugluftdichte (Androsselung) – Strahlanalyse am Transparentaggregat . . . . .	49
5.9	AGR-Var., $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar – beheizte Ansaugluft . . . . .	51
5.10	AGR-Var., $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 6$ bar - Aufladeeffekte . . . . .	53
5.11	AGR-Var., $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 6$ bar - Aufladeeffekte in Kombination mit Ansaugluftvorwärmung . . . . .	54
5.12	$\lambda$ -AGR-Kennfelder, $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 6$ bar - $b_i$ , $\text{HC}_i$ , $\text{NO}_x i$ - Vergleich verschiedener Ansauglufttemperaturen . . . . .	55
5.13	$\lambda$ -AGR-Kennfelder, $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 6$ bar - Laufruhe, Abgastemperatur - Vergleich verschiedener Ansauglufttemperaturen . . . . .	56

5.14	$\lambda$ -AGR-Kennfeld, $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 6$ bar, Trade-Off $b_i - NO_{x\ i}$ - Vergleich verschiedener Ansauglufttemperaturen . . . . .	57
6.1	Restgasstrategien – mit Basisnocken erreichbarer Restgasgehalt und Kraftstoffverbrauch . . . . .	60
6.2	Restgasstrategien - Druckverläufe und Massenströme des Basisnockens bei $b_{e\ opt.}$	60
6.3	Auslassrücksaugen - untersuchte Ventilhubvarianten . . . . .	61
6.4	Auslassrücksaugen - erreichbarer Restgasgehalt und Kraftstoffverbrauchskennfeld Ventilhubvariante A.3 . . . . .	62
6.5	Einlassrücksaugen - untersuchte Ventilhubvarianten . . . . .	63
6.6	Einlassrücksaugen - erreichbarer Restgasgehalt und Kraftstoffverbrauchskennfeld Ventilhubvariante E.3 . . . . .	64
6.7	Auslassmaskierung - Schematische Darstellung . . . . .	66
6.8	Auslassmaskierung - Ergebnisse 3-D-Strömungsrechnung (Tumble und Turbulenz)	67
6.9	Auslassmaskierung - Ergebnisse 3-D-Strömungsrechnung . . . . .	69
6.10	Auslassmaskierung - Ergebnisse 3-D-Strömungsrechnung (Tumble) mit Volllastmassenströmen, exemplarisch für $n = 5000$ 1/min . . . . .	70
7.1	Abgasrückhalten - Ventilerhebungen Einzylinderversuch . . . . .	71
7.2	Abgasrückhalten - Restgas-Var., $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar . . . . .	72
7.3	Abgasrückhalten - Restgas-Var., $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar - Druckverlaufsanalyse und Ladungswechselanalyse . . . . .	73
7.4	Abgasrückhalten - Restgas-Var., $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 6$ bar . . . . .	74
7.5	Rücksaugstrategien - Ventilerhebungen Einzylinderversuch . . . . .	75
7.6	Auslassrücksaugen - Restgas-Var., $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar - Restgasgehalt verändert über Auslassventilerhebungsbreite und -steuerzeiten . . . . .	76
7.7	Druckverlaufsanalyse Auslassrücksaugen - $H50\% = 2$ °KW, $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar, Restgasgehalt geändert über Auslassventilerhebungsbreite und -steuerzeit . . . . .	77
7.8	Auslassrücksaugen – AVS-Var., $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar, Restgasgehalt geändert über Auslassventilsteuzeiten . . . . .	79
7.9	Schichtbetrieb - Kennfeldpunkte . . . . .	80
7.10	Schichtbetrieb - Vergleich Kennfelder externe (Standardventilerhebung) und interne Abgasrückführung (Auslassplateaunocken) . . . . .	81
7.11	Schichtbetrieb - Vergleich Kennfelder externe (Standardventilerhebung) vs. interne Abgasrückführung (Auslassplateaunocken +70 °KW) - Steuerzeiten, $\lambda$ , $p_{mi\ LW}$	82
7.12	Einlassrücksaugen - Restgas-Var., $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar - Restgasgehalt über Einlassventilerhebungsbreite und -steuerzeit . . . . .	83
7.13	Schichtbetrieb - Vergleich Kennfelder Auslassrücksaugen und Einlassrücksaugen (Plateau jeweils +70 °KW) . . . . .	85
7.14	Schichtbetrieb - Doppelrycksaugen, $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar . . . . .	86
7.15	Schichtbetrieb - Kombination Auslassrücksaugen und AGR, $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar . . . . .	87
7.16	Schichtbetrieb - Vergleich Brennraumgeometrien beim Auslassrücksaugen, $n = 1400$ 1/min, $p_{mi} = 2,8$ bar . . . . .	89
7.17	Auslassrücksaugen - Restgas-Var., $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 6$ bar; Restgasgehalt über externe AGR bzw. Auslassventilsteuzeit . . . . .	90
7.18	Homogen-Schicht-Betrieb - Kennfeldpunkte . . . . .	91



7.19	Homogen-Schicht - Vergleich Kennfelder externe (Standardventilerhebung) und interne AGR (Auslassplateaunocken +70 °KW) . . . . .	92
7.20	Homogen-Schicht - Vergleich Kennfelder externe (Standardventilerhebung) und interne Abgasrückführung (Auslassplateaunocken) - Steuerzeiten, $\lambda$ , $p_{mi}$ LW . . . . .	93
7.21	Homogen-Schicht - Kennfelder Einlassrücksaugen vs. Auslassrücksaugen . . . . .	94
7.22	Homogen-Schicht - Kennfelder Einlassrücksaugen vs. Auslassrücksaugen - Saugrohrdruck, Verbrennungsschwerpunkt, $p_{mi}$ LW . . . . .	95
7.23	Homogen-Schicht - Kennfelder Einlassrücksaugen vs. Auslassrücksaugen - Steuerzeiten . . . . .	95
7.24	Homogen-Schicht - Doppelrücksaugen, $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 6$ bar . . . . .	96
7.25	Homogen-Schicht - Ladungswechselanalyse Rücksaugstrategien, $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 6$ bar . . . . .	97
7.26	Magerbetrieb - Kennfeldbereiche der Betriebsarten und Restgasstrategien . . . . .	98
7.27	Magerbetrieb - Kennfeldbereiche der Betriebsarten und Restgasstrategien (Steuerzeiten) . . . . .	99
7.28	Magerbetrieb - Vergleich Kennfelder (2) extern vs. intern zurückgeführtes Abgas (Optimierte Variante) . . . . .	100
7.29	Kennfeldbereiche der Betriebsarten im Magerbetrieb - Restgasstrategien mit Aufladeeffekten . . . . .	101
7.30	Nockenformen bewerteter Entdrosselungsstrategien (homogen-stöchiometrischer Betrieb) . . . . .	102
7.31	Sekundäreffekte der Plateaunocken - Lastschnitt $n = 2000$ 1/min (homogen-stöchiometrischer Betrieb) . . . . .	103
8.1	Ansteuerdauer Einzeltakte bei erhöhtem Einspritzdruck . . . . .	106
8.2	Randbedingungen Strahldiagnostik in der Druckkammer . . . . .	107
8.3	Bildmaßstab Strahldiagnostik in der Druckkammer . . . . .	108
8.4	Strahldiagnostik - Variation Kammerdruck bei $p_{Rail} = 200$ bar, $T_{Kammer} = 473$ K, Strahlkegel $85^\circ$ , Einfacheinspritzung . . . . .	108
8.5	Strahldiagnostik - Variation Kammerdruck bei $p_{Rail} = 200$ und $300$ bar, $T_{Kammer} = 473$ K, Strahlkegel $85^\circ$ , Zweifacheinspritzung . . . . .	110
8.6	Strahldiagnostik - Strahlkegelwinkel $85^\circ$ und $90^\circ$ bei $p_{Rail} = 200$ und $300$ bar, $T_{Kammer} = 473$ K, hoher Gegendruck, Einfacheinspritzung . . . . .	111
8.7	Raildruckeinfluss - Eindringverhalten, $n = 2000$ 1/min, geschleppt, Einspritzmenge entspricht ca. $p_{mi} = 3$ bar, Dreifacheinspritzung . . . . .	112
8.8	Raildruckeinfluss - Eindringverhalten, $n = 2000$ 1/min, geschleppt, Einspritzmenge entspricht ca. $p_{mi} = 6$ bar, Dreifacheinspritzung . . . . .	113
8.9	Raildruckeinfluss - Strömungsberechnung für das Eindringverhalten, Einspritzmenge und Randbedingungen entsprechend des Betriebspunkts $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar, Einfacheinspritzung . . . . .	114
8.10	Raildruckeinfluss - ZZP-Var., $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar, einfach . . . . .	116
8.11	Raildruck vs. EBZ - H50%-Var., $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar, zweifach . . . . .	117
8.12	Raildruckeinfluss, Kennfelder H50%-EBZ, $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar, Zweifacheinspritzung . . . . .	119
8.13	Raildruckeinfluss, Kennfelder H50%-EBZ, $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar, Zweifacheinspritzung . . . . .	120
8.14	Raildruckeinfluss und Partikelkonzentration, Kennfelder H50%-EBZ, $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar, Zweifacheinspritzung . . . . .	121

8.15	Raildruckeinfluss und Partikelkonzentration, Kennfelder H50%-EBZ, $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar, Zweifacheinspritzung . . . . .	122
8.16	H50%-Var., $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar, Zweifacheinspritzung - Umsatzpunkte für 100 Arbeitsspiele in Abhängigkeit vom Einspritzdruck . . . . .	123
8.17	Raildruckeinfluss - Strahlkegel; $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar, Zweifacheinspritzung	124
8.18	Einfluss Einspritzmengenverteilung bei $p_{Rail} = 275$ bar - Strahlkegel; $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar, Zweifacheinspritzung . . . . .	125
8.19	Einfluss Einspritzdruck und Mengenverteilung - Geschwindigkeit am Düsenaustritt und globale Turbulenz im Brennraum über den Kolbenhub . . . . .	126
8.20	Zuordnung Strahlkegelwinkel und Funkenlage . . . . .	128
8.21	Einfluss Strahlkegelwinkel - Kennfelder H50%-EBZ (Teil 1), $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar, Zweifacheinspritzung, $p_{Rail} = 275$ bar . . . . .	130
8.22	Einfluss Strahlkegelwinkel - Kennfelder H50%-EBZ (Teil 2), $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar, Zweifacheinspritzung, $p_{Rail} = 275$ bar . . . . .	131
8.23	Einfluss Einspritzdruck - Kennfelder H50%-AGR (Teil 1), $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar, Zweifacheinspritzung . . . . .	132
8.24	Einfluss Einspritzdruck - Kennfelder H50%-AGR (Teil 2), $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar, Zweifacheinspritzung . . . . .	133
8.25	Einfluss Einspritzdruck im Schichtbetrieb bei höherer Teillast - Kennfelder H50%-EBZ, $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 6$ bar, Dreifacheinspritzung . . . . .	134
8.26	Einfluss Einspritzdruck im Schichtbetrieb bei höherer Teillast - Kennfelder H50%-EBZ (Emissionen), $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 6$ bar, Dreifacheinspritzung . . . . .	135
8.27	Einfluss Einspritzdruck und Strahlkegelwinkel im Homogenbetrieb, Ladedrucksteigerung, $n = 2000$ 1/min, $\lambda = 0,9$ , Einfacheinspritzung, SOI = 280 °KW . . . . .	136
8.28	Einfluss Einspritzdruck und Taktung im Homogenbetrieb - Ladedrucksteigerung, $n = 2000$ 1/min, $\lambda = 0,9$ , SOI = 280 °KW, Strahlkegelwinkel = 85° . . . . .	137
8.29	Kraftstoffdruckvariation am Vollmotor an ausgewählten Betriebspunkten . . . . .	138
8.30	Einfluss Einspritzdruck und Schwerpunktlage am Vollmotor - $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar . . . . .	139
8.31	Einfluss Einspritzdruck im Homogenbetrieb am Vollmotor - Lastschnitt bei $n = 2000$ 1/min . . . . .	140
8.32	Kennfeld H50%-EBZ, $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar, ohne Mehrfunkenzündung . . . . .	141
8.33	Kennfeld H50%-EBZ, $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar, mit Mehrfunkenzündung . . . . .	142
8.34	System mit erhöhter Zündfunkenenergie - Wirkprinzip . . . . .	143
8.35	System mit erhöhter Zündfunkenenergie - Schichtbetrieb bei $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar . . . . .	144
8.36	System mit erhöhter Zündfunkenenergie - Homogen-Schicht-Betrieb bei $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 6$ bar . . . . .	145
A1	Prinzipdarstellung zur Berechnung der extern zurückgeführten Abgasmasse . . . . .	165
A2	Messstellenplan Einzylinderaggregate . . . . .	168
A3	Messstellenplan Vollmotor M270DES20LA . . . . .	169
A4	$\lambda$ -AGR-Kennfeld, $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 6$ bar, Brenndauer, Brennverzug - Vergleich Ansauglufttemperaturen . . . . .	170
A5	$\lambda$ -AGR-Kennfelder, $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 6$ bar - Zylinderdruck, Mitteldrücke - Vergleich verschiedener Ansauglufttemperaturen . . . . .	171
A6	Restgasstrategien, $n = 2000$ 1/min, $p_{me} = 2$ bar, Optimalvarianten der Nockenformen, p-V-Diagramm . . . . .	172

A7	Restgasstrategien, $n = 2000$ 1/min, $p_{me} = 2$ bar, verbrauchsgünstigste Varianten der Nockenformen, Ventilerhebung mit Steuerzeit, Ventilmassenströme und Zylindermassen . . . . .	173
A8	Restgasstrategien, $n = 2000$ 1/min, $p_{me} = 2$ bar, verbrauchsgünstigste Varianten der Nockenformen, Druckverhältnisse . . . . .	173
A9	Restgasstrategien, $n = 2000$ 1/min, $p_{me} = 5$ bar, verbrauchsgünstigste Varianten der Nockenformen, p-V-Diagramm . . . . .	174
A10	Restgasstrategien, $n = 2000$ 1/min, $p_{me} = 5$ bar, verbrauchsgünstigste Varianten der Nockenformen, Ventilerhebung mit Steuerzeit, Ventilmassenströme und Zylindermassen . . . . .	175
A11	Restgasstrategien, $n = 2000$ 1/min, $p_{me} = 5$ bar, verbrauchsgünstigste Varianten der Nockenformen, Druckverhältnisse . . . . .	175
A12	Homogen-Schicht - Vergleich Kennfelder Einlassrücksaugen und Auslassrücksaugen	176
A13	Homogen-Schicht - Vergleich Kennfelder Einlassrücksaugen und Auslassrücksaugen - Steuerzeiten . . . . .	177
A14	Homogen-Schicht - Vergleich Kennfelder Einlassrücksaugen und Auslassrücksaugen - Saugrohrdruck, Verbrennungsschwerpunkt, $p_{mi}$ LW . . . . .	177
A15	Einfluss Strahlkegelwinkel, $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar, Zweifacheinspritzung, $p_{Rail} = 200$ bar . . . . .	178
A16	Einfluss Einspritzdruck, $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 3$ bar, Zweifacheinspritzung, Strahlkegelwinkel $90^\circ$ . . . . .	178
A17	Strahldiagnostik - Ermittlung der Strahlkontur durch Binarisierung . . . . .	179
A18	Strahldiagnostik - Strahlkonturen für Variation Kammerdruck bei $p_{Rail} = 200$ bar, $T_{Kammer} = 473$ K, Strahlkegel $85^\circ$ , Einfacheinspritzung . . . . .	179
A19	Strahldiagnostik - Strahlkonturen für Variation Kammerdruck bei $p_{Rail} = 200$ und $300$ bar, $T_{Kammer} = 473$ K, Strahlkegel $85^\circ$ , Zweifacheinspritzung	180

## Tabellenverzeichnis

4.1	Kenndaten Einzylinderaggregate . . . . .	31
4.2	Kenndaten Mercedes-Benz-Motor M272 . . . . .	34
6.1	Restgasstrategien - Vergleich der Optima bei $b_{e, \min}$ und $AGR = 25\%$ der untersuchten Ventilhubvarianten bei $n = 2000$ 1/min, $p_{me} = 2$ bzw. 5 bar . . . . .	65
9.1	Untersuchte Maßnahmen zur Verbesserung des Verbrauchs- und Emissionsverhaltens von Ottomotoren mit strahlgeführtem Brennverfahren . . . . .	149

## Literaturverzeichnis

- [1] ACHLEITNER, E. ET AL. (SIEMENS VDO AUTOMOTIVE): *Direct Injection System for Otto Engines*. SAE Paper 2007-01-1416, 2007.
- [2] ALGER, TERRY ET AL. (FORD MOTOR COMPANY): *Stratified-Charge Fuel Preparation Influence on the Misfire Rate of a DISI Engine*. SAE Paper 2004-01-0549, 2004.
- [3] ANDO, H.: *Mitsubishi GDI Engine – Strategies to meet the European requirements*. AVL Conference 4-5, 1997.
- [4] AVL LIST GMBH: *MICRO SOOT SENSOR*. PRODUCT DESCRIPTION, 2006.
- [5] BACH, CH.: *Antriebssysteme für Automobile der Zukunft*. Energietechnik — Energiezukunft, Bulletin 287, 2002.
- [6] BARATTA, M. ET AL.: *Multi-Dimensional Modeling of Direct Natural-Gas Injection and Mixture Formation in a Stratified-Charge SI Engine with Centrally Mounted Injector*. SAE Paper 2008-01-0975, 2008.
- [7] BASSHUYSEN, RICHARD. (HRSG.), ULRICH SPICHER ET AL. VAN: *Ottomotor mit Direkteinspritzung — Verfahren, Entwicklung, Systeme, Potential*. Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2007.
- [8] BERNARD, L. ET AL.: *Elektrohydraulische Ventilsteuerung mit dem „MultiAir“-Verfahren*. MTZ 12/2009, Jahrgang 70, 2009.
- [9] BRAND, STEFAN: *NO<sub>x</sub>-Absorberkatalysatoren für DI-Ottomotoren*. MTZ 02/2002, Jahrgang 63, 2002.
- [10] BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ UND REAKTORSICHERHEIT: *Ab-schätzung der Entwicklung der Stromerzeugung aus erneuerbaren Energien bis 2020 und finanzielle Auswirkungen*. Gesetz für den Vorrang Erneuerbarer Energien (Erneuerbare-Energien-Gesetz — EEG), 2004.
- [11] BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ UND REAKTORSICHERHEIT UND BUNDESMINISTERIUM FÜR WIRTSCHAFT UND TECHNOLOGIE: *Energieversorgung für Deutschland*. Statusbericht für den Energiegipfel am 3. April 2006.
- [12] BURI, S. ET AL. (UNIVERSITÄT KARLSRUHE (TH), GERMANY): *High Injection Pressure at the Upper Load Limit of Stratified Operation in a DISI Engine*. SAE Paper 2009-01-2657, 2009.
- [13] BURI, S.: *Untersuchung des Potentials von Einspritzdrücken bis 1000 bar in einem Ottomotor mit Direkteinspritzung und strahlgeführtem Brennverfahren*. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2011.
- [14] CHRISTIAN, R. U. A.: *Eine neue Meßmethodik der Bosch-Zahl mit erhöhter Empfindlichkeit*. MTZ Sonderdruck 1993, Jahrgang 54, 1993.
- [15] DAHLE, U. ET AL.: *Abgasnachbehandlungskonzepte für mager betriebene Ottomotoren*. aus *Direkteinspritzung im Ottomotor* / U. Spicher (Hrsg.), Haus der Technik Fachbuch, 1998.

- [16] DE OJEDA, WILLIAM (NAVISTAR): *Effect of Variable Valve Timing on Diesel Combustion Characteristics*. SAE Paper 2010-01-1124, 2010.
- [17] EICHLSEDER, H., M. KLÜTING und W. PLOCK: *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2005.
- [18] ELSÄSSER, A. ET AL.: *Kraftstoffsspray bei der Benzindirekteinspritzung: Neue Ansätze zur Modellierung der Wandinteraktion*. aus *Direkteinspritzung im Ottomotor III / U. Spicher* (Hrsg.), Haus der Technik Fachbuch, 2001.
- [19] ERNST, J.: *Untersuchungen zur Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe beim Ottomotor mit Direkteinspritzung und strahlgeführtem Brennverfahren*. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2001.
- [20] FARAGO, Z.: *www.farago.info*. 2012.
- [21] FISCHER, J. ET AL. (UNIVERSITÄT KARLSRUHE (TH), GERMANY): *PIV-Messtechnik – Vielseitiges Werkzeug zur Strömungsanalyse im gesamten Entwicklungsprozess von Verbrennungsmotoren*. „Tagung Optisches Indizieren Verbrennungsentwicklung für Otto- und Dieselmotoren“, Haus der Technik, Essen, 2000.
- [22] FISCHER, J. ET AL. (UNIVERSITÄT KARLSRUHE (TH), GERMANY): *Influence of an Adjustable Tumble-System on In-Cylinder Air Motion and Stratification in a Gasoline Direct Injection Engine*. SAE Paper 2002-01-1645, 2002.
- [23] FISCHER, J. ET AL.: *Auswirkung einlassseitig generierter Ladungsbewegung auf Strömungsverhältnisse und Schichtladefähigkeit im Ottomotor*. aus *Direkteinspritzung im Ottomotor II / U. Spicher* (Hrsg.), Haus der Technik Fachbuch, 2000.
- [24] FLIERL, R. ET AL.: *Der neue BMW Vierzylinder Ottomotor mit VALVETRONIC*. MTZ 06, 07, 08/2001, Jahrgang 62, 2001.
- [25] FRAIDL, G. ET AL. (AVL LIST GMBH): *Otto – Direkteinspritzung – Gemischbildung und Brennverfahren*. 3. Symposium „Entwicklungstendenzen auf dem Gebiet der Ottomotoren“, TA Esslingen, 1996.
- [26] FÜRHAPTER, A. ET AL.: *Optimierung von neuen Brennverfahren am direkteinspritzenden Ottomotor*. aus *Direkteinspritzung im Ottomotor III / U. Spicher* (Hrsg.), Haus der Technik Fachbuch, 2001.
- [27] GINDELE, J.: *Untersuchung zur Ladungsbewegung und Gemischbildung im Ottomotor mit Direkteinspritzung*. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2001.
- [28] HATZ, W. ET AL. (AUDI AG): *Audi T-FSI: „Technologie für den Antrieb der Zukunft“*. 8. Symposium „Entwicklungstendenzen bei Ottomotoren“, TA Esslingen, 2006.
- [29] HERMANN, ANDREAS: *Modellbildung für die 3D-Simulation der Gemischbildung und Verbrennung in Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung*. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2008.
- [30] HERRSCHMIDT, T. ET AL.: *New PSA HPI 2 Litre Gasoline Direct Injection Engine*. 9. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik, 2000.

- [31] HERWEG, RÜDIGER: *Die Entflammung brennbarer turbulenter Gemische durch elektrische Zündanlagen — Bildung von Flammkernen*. Dissertation, Technische Universität Stuttgart, 1992.
- [32] HEYWOOD, J. B.: *Internal Combustion Engines Fundamentals*. Mc Graw Hill, 1988.
- [33] HÖNL: *Untersuchung der kontrollierten Selbstzündung bei aufgeladenen Ottomotoren*. Dissertation, Technische Universität Dresden, 2010.
- [34] HOPPE, N. ET AL.: *FVV Forschungsvorhaben „Modellbildung Otto-DI, Abschlussbericht“*. 2001.
- [35] HUNGER, MATTHIAS: *Kombiniertes, homogenes Brennverfahren mit hohen Abgasrückführ-raten für den Ottomotor*. Dissertation, Technische Universität Dresden, 2010.
- [36] IWAMOTO, Y. ET AL. (MITSUBISHI MOTORS CORP.): *Developement of Gasoline Direct Injection Engine*. SAE Paper 970541, 1997.
- [37] JAKOBS, J.-C.: *Stickoxidbildung beim strahlgeführten Brennverfahren*. Dissertation, Otto-von-Guerike-Universität Magdeburg, 2009.
- [38] JOOS, F.: *Technische Verbrennung*. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2006.
- [39] JURETZKA, A.: *Steuerung der Selbstzündung bei Ottomotoren*. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2006.
- [40] KANDA, M. ET AL. (TOYOTA MOTOR CORP.): *Application of a New Combustion Concept to Direct Injection Gasoline Engine*. SAE Paper 2000-01-0531, 2000.
- [41] KAPUS, PAUL E., KURT PREVEDEL, ALEKSANDER PINTER und GÜNTER FRAIDL: *Direkteinspritzung: Der wesentliche Baustein für zukünftige Ottomotoren*. aus *Direkteinspritzung im Ottomotor V*, Haus der Technik Fachbuch, 2005.
- [42] KLENK, R.: *Untersuchung der motorischen Eigenschaften unterschiedlicher Brennverfahren der Benzin-Direkteinspritzung*. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 1999.
- [43] KLÜTING, M. ET AL.: *Der neue Sechszylinder Ottomotor von BMW*. MTZ 11-12/2004, Jahrgang 65, 2004.
- [44] KNEIFEL, A.: *Hochdruckeinspritzung als Möglichkeit zur Kraftstoffverbrauchs- und Abgas-emissionsreduzierung bei einem Ottomotor mit strahlgeführtem Brennverfahren*. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2008.
- [45] KNEIFEL, A. ET AL. (UNIVERSITÄT KARLSRUHE (TH), GERMANY): *Investigations on Supercharging Stratified Part Load in a Spray-Guided DI SI Engine*. SAE Paper 2008-01-0143, 2008.
- [46] KOMIYAMA, K. UND HEYWOOD, J. B.: *Predicting NO<sub>x</sub> Emissions and Effects of Exhaust Gas Recirculation in Spark-Ignition engines*. SAE Paper 730457, 1973.
- [47] KRÄMER, STEPHAN: *Untersuchung zur Gemischbildung, Entflammung und Verbrennung beim Ottomotor mit Direkteinspritzung*. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 353, 1998.

- [48] KREBS, RUDOLF ET AL.: *Ottomotoren mit Direkteinspritzung von Volkswagen*. 8. Aache-  
ner Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik, 1999.
- [49] KREBS, RUDOLF ET AL.: *FSI-Ottomotor mit Direkteinspritzung im Volkswagen Lupo*. 21.  
Internationales Wiener Motorensymposium 4. - 5. Mai 2000, Fortschritt-Berichte VDI,  
Reihe 12, Nr. 420, 2000.
- [50] KREBS, RUDOLF ET AL.: *Neuer Ottomotor mit Direkteinspritzung und Doppelaufladung  
von Volkswagen*. MTZ 11/2005 und MTZ 12/2005, Jahrgang 66, 2005.
- [51] KREUTER, P. ET AL.: *Variable Valve Actuation — Switchable and Continuously Variable  
Valve Lifts*. SAE Paper 2003-01-0026, 2003.
- [52] KUME, T. ET AL. (MITSUBISHI MOTORS CORP.): *Combustion Control Technologies for  
Direct Injection SI Engine*. SAE Paper 960600, 1996.
- [53] LAVOIE, G. A. ET AL.: *Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in  
Internal Combustion Engines*. Combustion Science and Technologie, 1970.
- [54] LÖBBERT, P.: *Möglichkeiten und Grenzen der Teillaststeuerung von Ottomotoren mit voll-  
variablem Ventilhub*. Dissertation, Technische Universität Dresden, 2006.
- [55] LOTUS ENGINEERING, NORWICH: *AVT Active Valve Train - General information and  
installation*, Band edition 12 - volume 1, 2008.
- [56] LÜCKERT, P. ET AL.: *Der neue V6-Ottomotor mit Direkteinspritzung von Mercedes-Benz*.  
MTZ 11/2006, Jahrgang 67, 2006.
- [57] MICHELS, U.: *Euler Strahlmodell für Düseninnenströmung und Strahlausbreitung*. Disserta-  
tion, Universität Hannover, 2008.
- [58] MILLO, F. ET AL. (GENERAL MOTORS POWERTRAIN EUROPE): *Analysis of Different  
Internal EGR Solutions for Small Diesel Engines*. SAE Paper 2007-01-0128, 2007.
- [59] NAKASHIMA, T. ET AL. (NIPPON SOKEN, INC): *A Study of Stratified Charge Combustion  
Characteristics in New Concept Direct Injection SI Gasoline Engine*. SAE Paper 2001-01-  
0734, 2001.
- [60] NAUWERCK, ANDREAS: *Untersuchung der Gemischbildung in Ottomotoren mit Direktein-  
spritzung bei strahlgeführte Brennverfahren*. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH),  
2006.
- [61] NAUWERCK, A. ET AL. (UNIVERSITÄT KARLSRUHE (TH), GERMANY): *A Basic Expe-  
rimental Study of Significantly High Injection Pressure*. SAE Paper 2005-01-0098, 2005.
- [62] NIEBERDING, ROLF-GÜNTHER: *Die Kompressionszündung magerer Gemische als moto-  
rische Brennverfahren*. Dissertation, Universität Siegen, 2001.
- [63] ORTMANN, R. ET AL.: *Vergleich von Zerstäubungskonzepten für Benzin-  
Direkteinspritzung*. aus *Direkteinspritzung im Ottomotor III / U. Spicher (Hrsg.)*,  
Haus der Technik Fachbuch, 2001.



- [64] OTTO, FRANK UND KRÜGER, CHRISTIAN MERKER G. UND SCHWARZ C.: *Simulation von Einspritzprozessen*. aus Grundlagen Verbrennungsmotoren / G. Merker und C. Schwarz (Hrsg.), 2009.
- [65] PISCHINGER, S. ET AL.: *Einfluss von Zündung und Zylinderinnenströmung auf die ottomotorische Verbrennung bei hoher Ladungsverdünnung*. MTZ 05/2002, Jahrgang 63, 2002.
- [66] PONTOPPIDIAN, M. ET AL. (MAGNETI MARELLI): *Developements in the Use of a Multi-Purpose Numerical Simulation Tool to Optimize Combustion Control Parameters for the 2nd Generation of Lean Burn Stratified GDI Engines*. SAE Paper 2001-01-0967, 2005.
- [67] RANINI, A. UND MONIER, G. (INSTITUT FRANCAIS DU PÉTROLE): *Combustion in Spark Ignition Engines with Direct Injection*. SAE Paper 2001-01-0736, 2001.
- [68] RÖSSLER, KLAUS: *Strahlgeführte Brennverfahren beim Ottomotor mit innerer Gemischbildung*. Dissertation, Universität Rostock, 2006.
- [69] SARIKOC, F.: *Untersuchung zur Reduzierung der Stickoxidemissionen bei modernen Brennverfahren für Motoren mit Benzindirekteinspritzung*. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2009.
- [70] SAUTER, W. ET AL. (UNIVERSITÄT KARLSRUHE (TH), GERMANY): *Application of Particle Image Velocimetry for Investigations of Spray Characteristics of an Outward Opening Nozzle for Gasoline Direct Injection*. SAE Paper 2006-01-3377, 2006.
- [71] SAUTER, W.: *Untersuchungen zur homogenen kompressionsgezündeten Verbrennung mit Ventilunterschneidung und Benzin-Direkteinspritzung*. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2007.
- [72] SAUTER, W. ET AL.: *Reduzierung der Motoremissionen durch kontrollierte Selbstzündung im Ottomotor*. MTZ 01/2008, Jahrgang 69, 2008.
- [73] SCHÄNZLIN, K.: *Experimenteller Beitrag zur Charakterisierung der Gemischbildung und Verbrennung in einem direkteingespritzten, strahlgeführten Ottomotor*. Dissertation, ETH Zürich, 2002.
- [74] SCHAUPP, UWE ET AL.: *Benzin-Direkteinspritzung der 2. Generation: Neue Wege der Brennverfahrensentwicklung*. 7. INTERNATIONALES STUTTGARTER SYMPOSIUM Automobil- und Motorentechnik, 2007.
- [75] SCHNEIDER, M. UND WEISWEILER, W.: *NO<sub>x</sub>-Speicher-Reduktions-Katalysatoren zur katalysierten Reinigung von Abgasen mager betriebener Verbrennungsmotoren*. aus Direkteinspritzung im Ottomotor II / U. Spicher (Hrsg.), Haus der Technik Fachbuch, 2000.
- [76] SCHOPP, J. ET AL. (BMW GROUP): *Die neue kleine 4-Zylinder-Ottomotorenfamilie aus der BMW/PSA Kooperation*. 8. Symposium „Entwicklungstendenzen bei Ottomotoren“, TA Esslingen, 2006.
- [77] SCHWARZ, C. ET AL. (BMW AG): *Die neuen Vier- und Sechszylinder-Ottomotoren von BMW mit Schichtbrennverfahren*. MTZ 05/2007, Jahrgang 68, 2007.

- [78] SPICHER, U. ET AL. (UNIVERSITÄT KARLSRUHE (TH)): *Combustion in Spark Ignition Engines with Direct Injection*. SAE Paper 2000-01-0649, 2000.
- [79] SPICHER, U. ET AL. UNIVERSITÄT KARLSRUHE (TH): *Otto-Direkteinspritzung: Chancen und Risiken – Strahlgeführte Verfahren bieten das größte Potential*. Forum der Meinungen, MTZ 03/2000, Jahrgang 61, 2000.
- [80] SPIEGEL, L.: *Untersuchungen zur Gemischbildung und Verbrennung bei Direkteinspritzung im Ottomotor*. Dissertation, RWTH Aachen, 1991.
- [81] SZEKELY, GERALD A. ET AL. (GENERAL MOTORS CORPORATION): *Combustion Characteristics of a Spray-Guided Direct-Injection Stratified-Charge Engine with a High-Squish Piston*. SAE Paper 2005-01-1937, 2005.
- [82] TAKEDA, M. ET AL. (TOYOTA MOTOR CORP.): *A New Concept of a Direct Injection SI Gasoline Engine*. Symposium „Entwicklungstendenzen bei Ottomotoren“, TA Esslingen, 2000.
- [83] TAKEDA, M. ET AL. (TOYOTA MOTOR CORP.): *Slit Nozzle Injector for a New Combustion Concept of a Direct Injection SI Gasoline Engine*. SAE Paper 2000-01-1902, 2000.
- [84] TREMMEL, O.: *Potentiale variabler Einspritzsysteme für die Benzin-Direkteinspritzung*. Dissertation, Universität Hannover, 2007.
- [85] UNGER, H. ET AL.: *Die Valvetronic — Erfahrungen aus sieben Jahren Großserie und Ausblick in die Zukunft*. MTZ 07-08/2008, Jahrgang 69, 2008.
- [86] VANDERWEGE, BRAD A. ET AL.(FORD MOTOR COMPANY): *Development and Analysis of a Spray-Guided DISI Combustion System Concept*. SAE Paper 2003-01-3105, 2003.
- [87] WALTNER, A. ET AL.: *Die 2. Generation der Benzin-Direkteinspritzung — Aspekte zur Abgasreinigung und Katalysatorentwicklung*. 15. Aachener Kolloquium „Fahrzeug- und Motorentechnik“, 2006.
- [88] WALTNER, A. ET AL.: *Der neue V6-Ottomotor mit Direkteinspritzung von Mercedes-Benz*. 31. Internationales Wiener Motorensymposium, 2010.
- [89] WEISWEILER, W. UND LÖRCH H.: *Katalysierte NO<sub>x</sub>-Entfernung aus Abgasen von Otto-DI-Motoren mittels NO<sub>x</sub>-Speicher-Reduktions-Katalysatoren*. aus Direkteinspritzung im Ottomotor / U. Spicher (Hrsg.), Haus der Technik Fachbuch, 1998.
- [90] WEYNAND, PETER: *Bedarfsgerechte Mehrfachzündung für kritische Entflammungsbedingungen*. MTZ 07-08/2008 Jahrgang 69, 2008.
- [91] WILL, OLIVER: *Analyse des Einspeicher- und Regenerationsverhaltens von NO<sub>x</sub>-Speicher-katalysatoren und Modellierung des Kraftstoffverbrauchs eines Fahrzeugs mit aktiver NO<sub>x</sub>-Speicher-katalysator-Regelung*. aus Direkteinspritzung im Ottomotor V, Haus der Technik Fachbuch, 2005.
- [92] WILLAND, JÜRGEN: *Motortrends zur CO<sub>2</sub>-Reduzierung: Downsizing oder Teillastbrennverfahren?* ATZ/MTZ-Konferenz Motor — Der Antrieb von morgen, 2008.

- [93] WIRTH, M.: *Der Otto-DI-Turbomotor mit strahlgeführtem Brennverfahren: Optimierung eines Downsizingkonzepts für Fahrzeugverbrauch und Emissionen.* Diesel- und Benzindirekteinspritzung IV., Haus der Technik Fachbuch, Band 77, 2007.
- [94] WOLTERS, P. UND GRIGO, M.: *Entwicklung von Ottomotoren mit Direkteinspritzung: Motorenkonzepte und Entwicklungswerkzeuge.* Tagung: Direkteinspritzung im Ottomotor, Haus der Technik e. V., Essen, 1997.
- [95] WOLTERS, P. ET AL.: *Die nächste Generation von Otto-DI Brennverfahren.* 10. Aachener Kolloquium „Fahrzeug- und Motorentchnik“, 2001.
- [96] XANDER, B.: *Grundlegende Untersuchungen an einem Ottomotor mit Direkteinspritzung und strahlgeführtem Brennverfahren.* Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2006.
- [97] ZELDOVIC, J.: *The Oxidation of Nitrogen in Combustions and Explosions.* Acta physico-chim; URSs 21; Heft 4, 1946.



# A Anhang

## A.1 Anhang zum Kapitel Brennverfahren und Betriebsstrategien

Modell zur Berechnung der extern zurückgeführten Abgasmasse

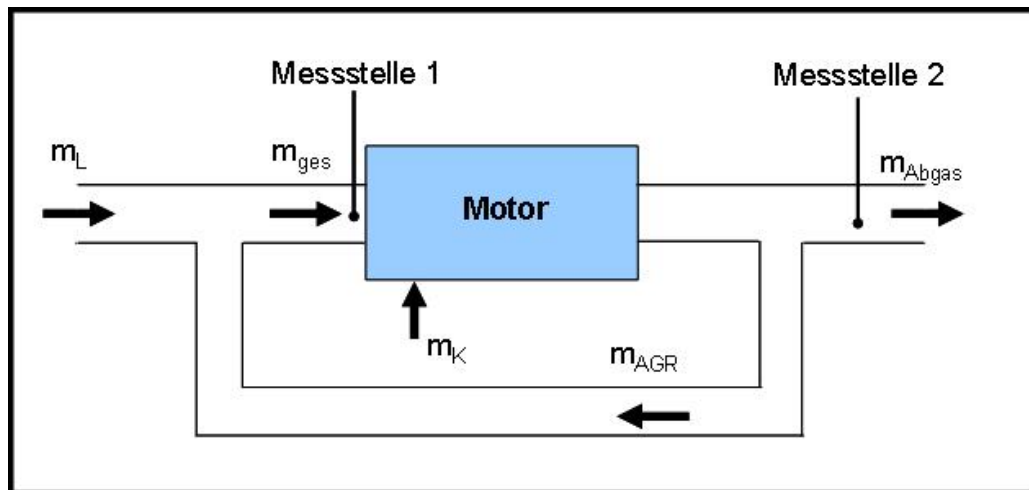


Abbildung A1: Prinzipdarstellung zur Berechnung der extern zurückgeführten Abgasmasse

Abbildung A1 bildet die Basis für das Modell zur Berechnung des rückgeführten Abgases. Dabei wird angenommen, dass das extern zurückgeführte Abgas hinter der Mischstelle der Frischladung homogen beigemischt ist. Mit Hilfe der CO<sub>2</sub>-Messung an den Messstellen 1 und 2 wird der Anteil des rückgeführten Abgases berechnet. Für den Masseanteil der externen AGR gilt:

$$x_{AGR} = \frac{m_{AGR}}{m_{ges}} \quad \text{mit} \quad m_{ges} = m_{AGR} + m_L + m_K$$

Der Kraftstoffmassenstrom wird für die CO<sub>2</sub>-Messung als nicht relevant angesehen, der Motor mit Direkteinspritzung hat an dieser Stelle keine Kraftstoffmasse.

$$x_{AGR} = \frac{m_{AGR}}{m_L + m_{AGR}}$$

Weiterhin gilt wegen der Gleichverteilung von CO<sub>2</sub> an der Messstelle 1:

$$m_{CO_2 ges} = m_{CO_2 L} + m_{CO_2 AGR}$$

D. h., die Masse CO<sub>2</sub> an der Messstelle 1 setzt sich zusammen aus dem Anteil der Umgebungsluft sowie dem Anteil aus der AGR.

Vor der Mischungsstelle gilt

$$x_{CO_2 L} = \frac{m_{CO_2 L}}{m_L} \quad \text{Massenanteil CO}_2 \text{ in der Luft}$$

$$x_{CO_2 Abgas} = \frac{m_{CO_2 Abgas}}{m_{Abgas}} \quad \text{Massenanteil CO}_2 \text{ im Abgas}$$

$$x_{CO_2 ges} = \frac{m_{CO_2 ges}}{m_{ges}} \quad \text{Massenanteil CO}_2 \text{ hinter der Messstelle 1}$$

Für die Mischung *hinter* der Messstelle 1 gilt:

$$x_{CO_2 ges} \cdot m_{ges} = m_L x_{CO_2 L} + m_{AGR} \cdot x_{CO_2 Abgas} \quad \text{und mit } m_{ges} = m_L + m_{AGR}$$

folgt:

$$m_{AGR} \cdot x_{CO_2 Abgas} = (m_L + m_{AGR}) \cdot x_{CO_2 ges} - m_L \cdot x_{CO_2 L}$$

Durch Erweitern beider Seiten der Gleichung mit

$m_{AGR} \cdot x_{CO_2 L}$  und Umformen ergibt sich folgender Ausdruck

$$x_{AGR} = \frac{m_{AGR}}{m_L + m_{AGR}} = \frac{x_{CO_2 ges} - x_{CO_2 L}}{x_{CO_2 Abgas} - x_{CO_2 L}}$$

Zur weiteren Umformung sind einige Beziehungen aus der Theorie der Gasgemische anzuwenden. Für die Molmasse gilt:

$$M = \frac{m}{n}$$

Der Zusammenhang zwischen Molzahlverhältnis und Massenverhältnis lautet:

$$x_i = \frac{M_i}{m} \psi_i$$

Das Molzahlverhältnis ist identisch mit dem Volumenverhältnis. Damit folgt für den Massenanteil CO<sub>2</sub> in der Luft:

$$x_{CO_2 L} = \frac{m_{CO_2}}{m_L} = \frac{M_{CO_2}}{M_L} \cdot \frac{n_{CO_2 L}}{n_L} = \frac{M_{CO_2 L}}{M_L} \cdot \psi_{CO_2 L}$$

und den Massenanteil der AGR:

$$x_{AGR} = \frac{m_{AGR}}{m_{AGR} + m_L} = \frac{\psi_{CO_2 ges} \frac{M_{CO_2}}{M_{ges}} - \psi_{CO_2 L} \frac{M_{CO_2}}{M_L}}{\psi_{CO_2 Abgas} \frac{M_{CO_2}}{M_{Abgas}} - \psi_{CO_2 L} \frac{M_{CO_2}}{M_L}}$$

In dieser Gleichung sind folgende Größen unbekannt:

- die molare Masse  $M_{ges}$  an der Messstelle 1
- die molare Masse  $M_{Abgas}$  des Abgases

Die Berechnung der molaren Masse des Abgases erfolgt mit Hilfe der Konzentrationswerte der gemessenen Abgaskomponenten sowie der zugehörigen molaren Massen:

$$M_{Abgas} = \psi_{CO_2 Abgas} \cdot M_{CO_2} + \psi_{CO Abgas} \cdot M_{CO} + \psi_{HC Abgas} \cdot M_{HC} + \psi_{O_2 Abgas} \cdot M_{O_2} + \psi_{NO_x Abgas} \cdot M_{NO_x} + (1 - \psi_{CO_2 Abgas} - \psi_{CO Abgas} - \psi_{O_2 Abgas} - \psi_{HC Abgas} - \psi_{NO_x Abgas}) \cdot M_{N_2}$$

Hinter der Mischungsstelle gilt:

$$M_{ges} \cdot n_{ges} = M_L \cdot n_L + M_{Abgas} \cdot n_{AGR} = m_L + m_{AGR}$$

$$M_{ges} = M_L \cdot \frac{n_L}{n_{ges}} + M_{Abgas} \cdot \frac{n_{AGR}}{n_{ges}} = M_L \cdot \psi_L + M_{Abgas} \cdot \psi_{AGR}$$

Die  $CO_2$ -Bilanz hinter der Messstelle 1

$$\psi_{CO_2 ges} = \psi_{AGR} \cdot \psi_{CO_2 Abgas} + (1 - \psi_{AGR}) \cdot \psi_{CO_2 L}$$

führt zum Volumenanteil der AGR:

$$\psi_{AGR} = \frac{\psi_{CO_2 ges} - \psi_{CO_2 L}}{\psi_{CO_2 Abgas} - \psi_{CO_2 L}}$$

Für die gesamte Molmasse gilt:

$$M_{ges} = M_L \cdot (1 - \psi_{AGR}) + M_{Abgas} \cdot \psi_{AGR}$$

$$M_{ges} = M_L + (M_{Abgas} - M_L) \cdot M_{Abgas} \cdot \frac{\psi_{CO_2 ges} - \psi_{CO_2 L}}{\psi_{CO_2 Abgas} - \psi_{CO_2 L}}$$

Wegen der relativ großen Ähnlichkeit der Zahlenwerte wird die AGR-Rate häufig direkt aus den  $CO_2$ -Konzentrationen berechnet. Teilweise wird wegen der geringen  $CO_2$ -Konzentration der Luft auch noch dieser Wert weggelassen.

## A.2 Anhang zum Kapitel Versuchsträger, Messtechnik und Diagnostik

Abbildung A2 und A3 zeigen den Messstellenplan der Einzylinderaggregate bzw. des Vollmotors mit den am Prüfstand verwendeten Messgrößenbezeichnungen. Diese können aus Gründen der allgemeinen Verständlichkeit von im Text sowie in Abbildungen verwendeten Messgrößenbezeichnungen abweichen.

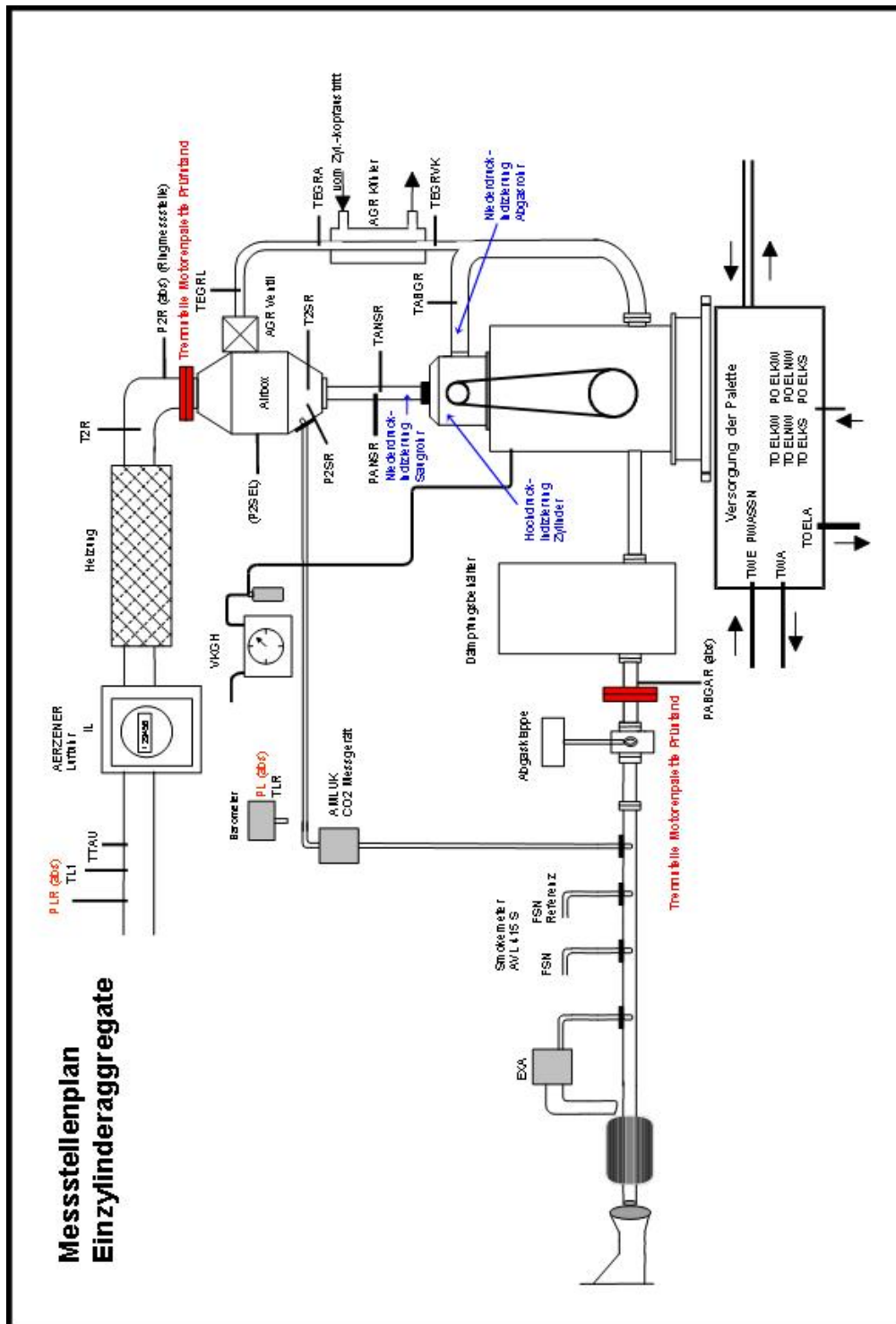


Abbildung A2: Messstellenplan Einzylinderaggregate



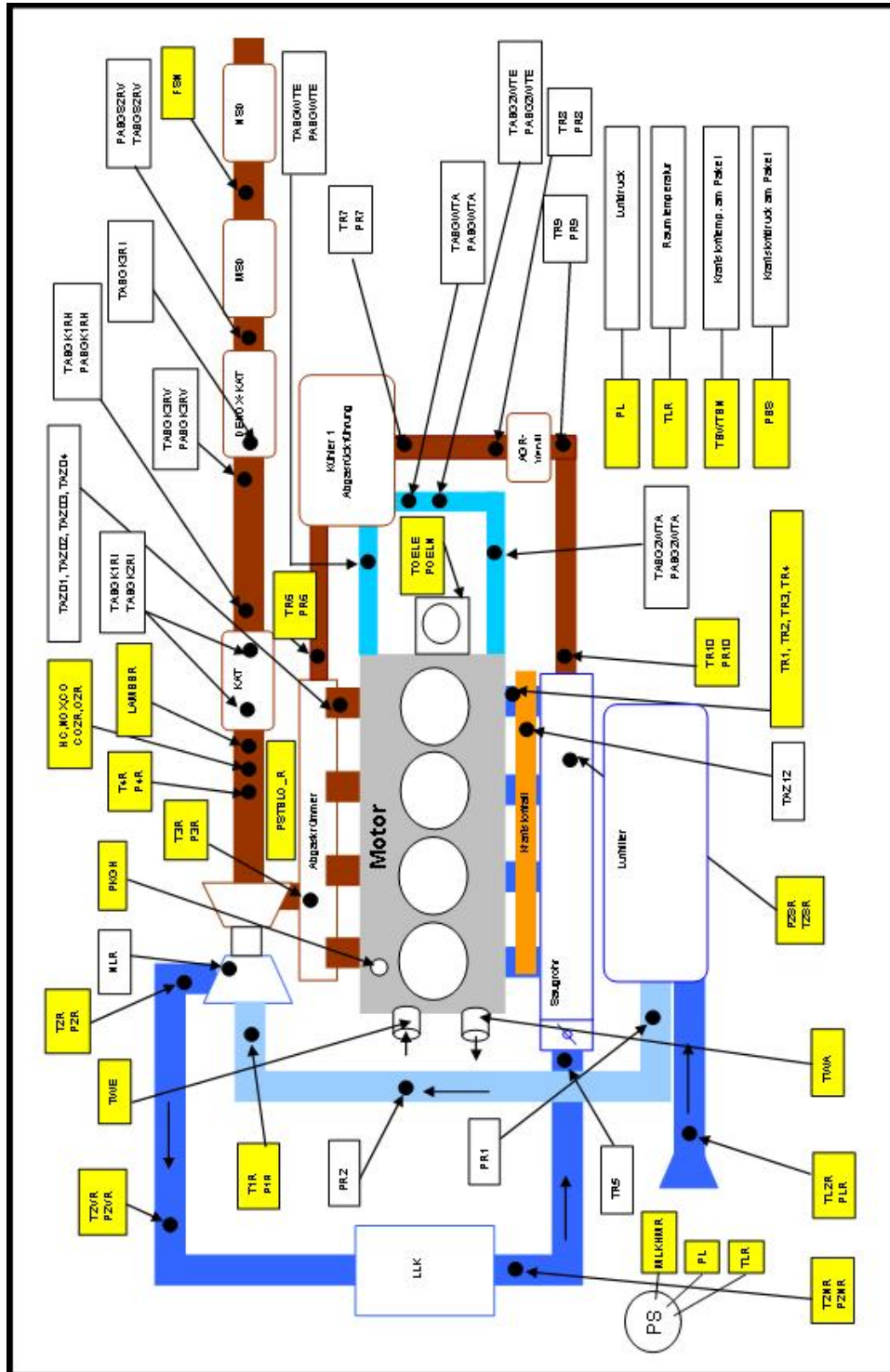
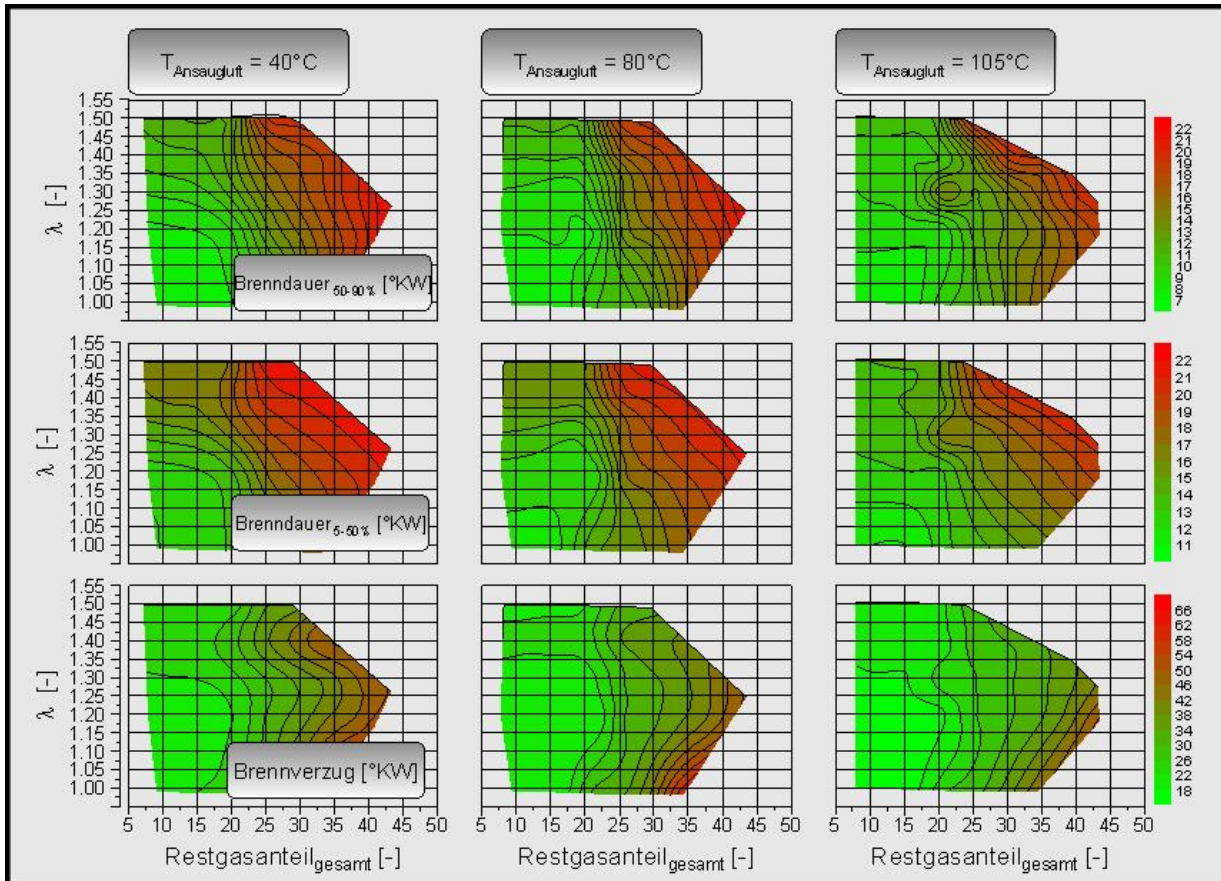


Abbildung A3: Messstellenplan Vollmotor M270DES20LA

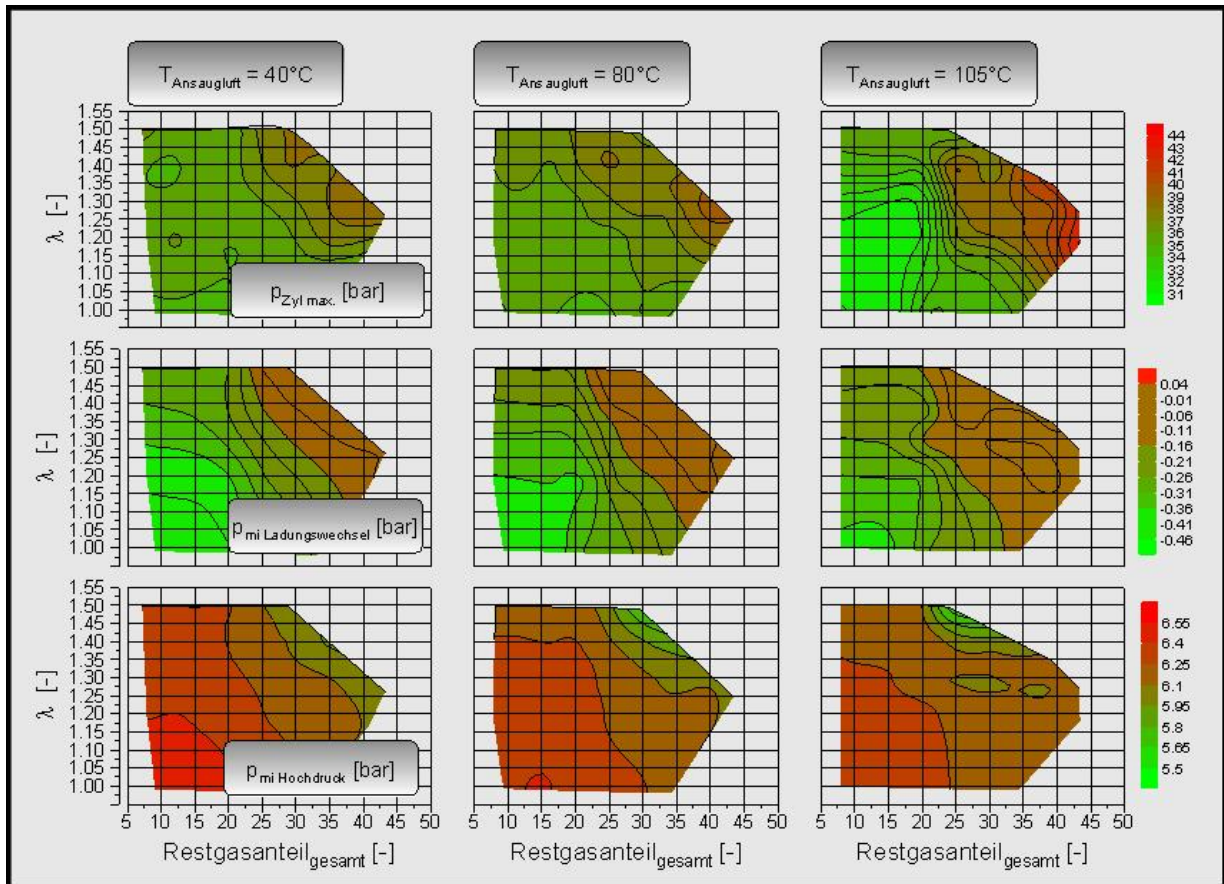
### A.3 Anhang zum Kapitel Voruntersuchungen

Abbildung A4 zeigt das Brennverzugs- und Brenndauerverhalten im HOS-Betrieb der  $\lambda$ -AGR-Kennfelder für  $n = 2000$  1/min bei  $p_{mi} = 6$  bar in Abhängigkeit der Ansauglufttemperatur. Mit steigender Ansauglufttemperatur sinkt der Brennverzug und die Brenndauer (grüne Kennfeldbereiche größer mit steigender Temperatur).



**Abbildung A4:**  $\lambda$ -AGR-Kennfeld,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 6$  bar, Brenndauer, Brennverzug – Vergleich Ansauglufttemperaturen

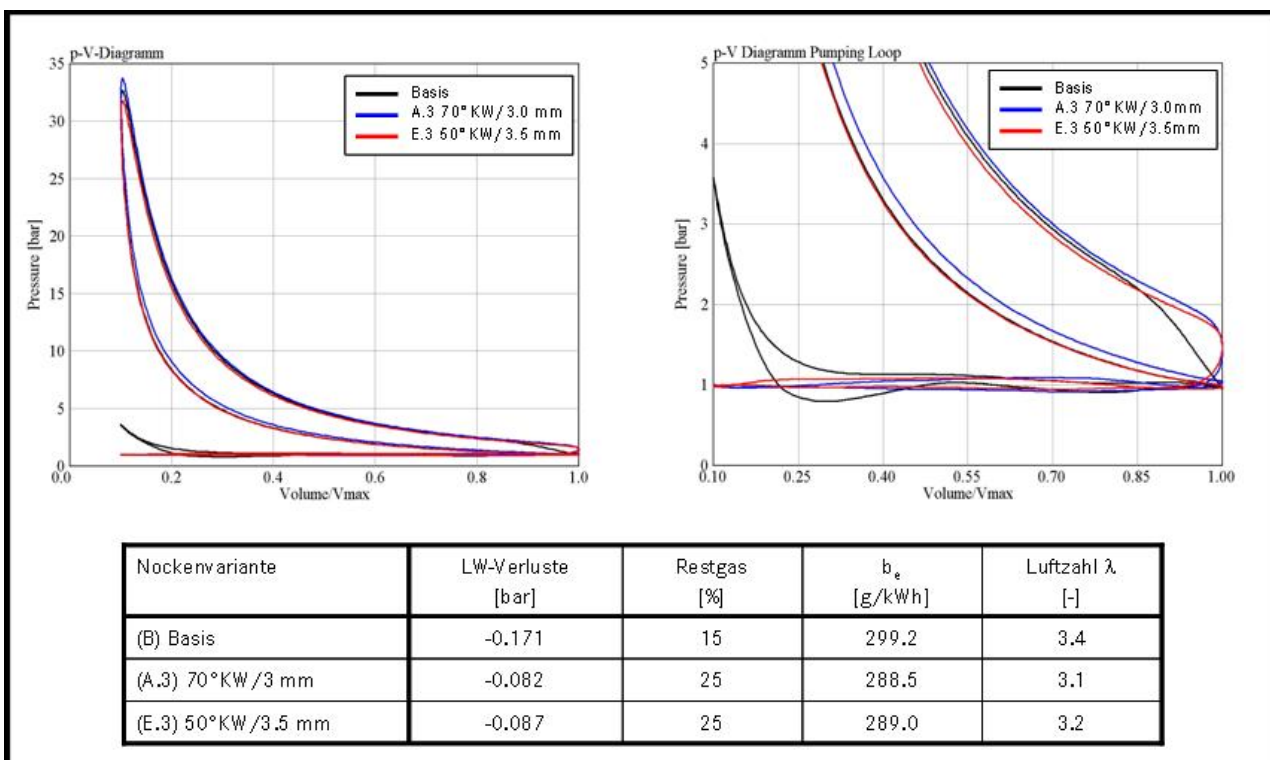
Die Ladungswechselarbeit, der Mitteldruck des Hochdruckteils sowie der Zylinderdruck zeigen, dass bei der verwendeten Motorkonfiguration Entdrosselungspotential durch Temperatursteigerung genutzt werden kann ( $p_{mi\ LW}$  sinkt bei sinkendem  $p_{mi\ HD}$  und sinkendem  $p_{Zyl}$  mit steigender Ansauglufttemperatur  $\rightarrow$  Lastpunktverschiebung; Abbildung A5). Um sich im Zielbereich von  $\lambda = 1.3 - 1.4$  zu bewegen, kann demnach die Drosselklappe weiter geöffnet werden.



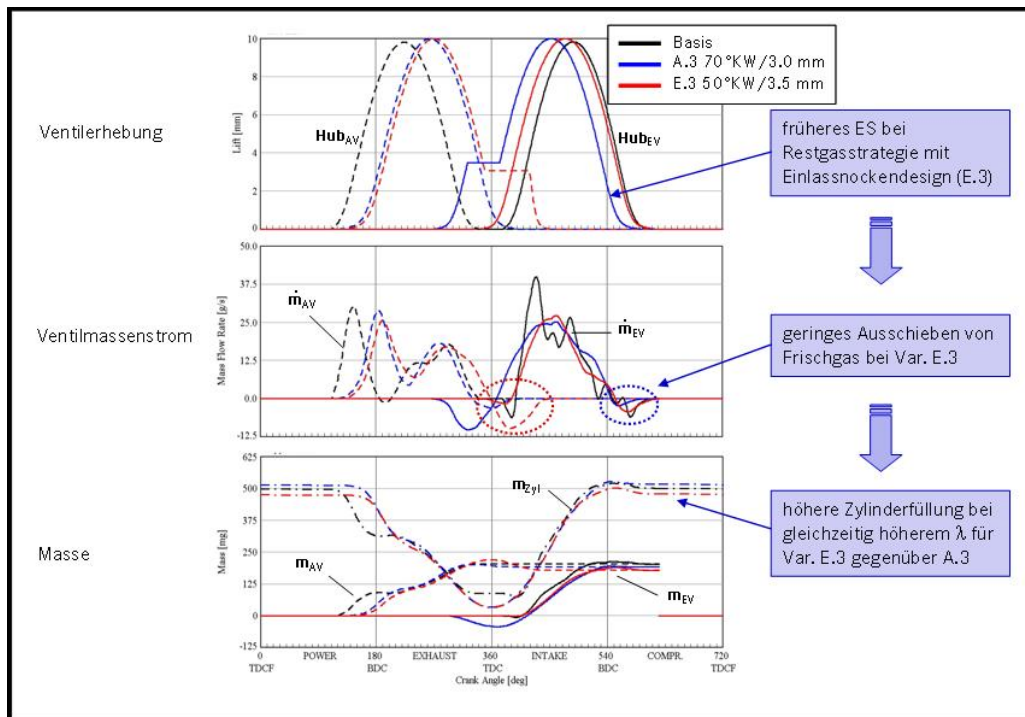
**Abbildung A5:**  $\lambda$ -AGR-Kennfelder,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 6$  bar – Zylinderdruck, Mitteldrücke – Vergleich verschiedener Ansauglufttemperaturen

## A.4 Anhang zum Kapitel Rechnerische Voraussetzungen für ein Konzept mit innerer AGR mittels Ventilhubumschaltung

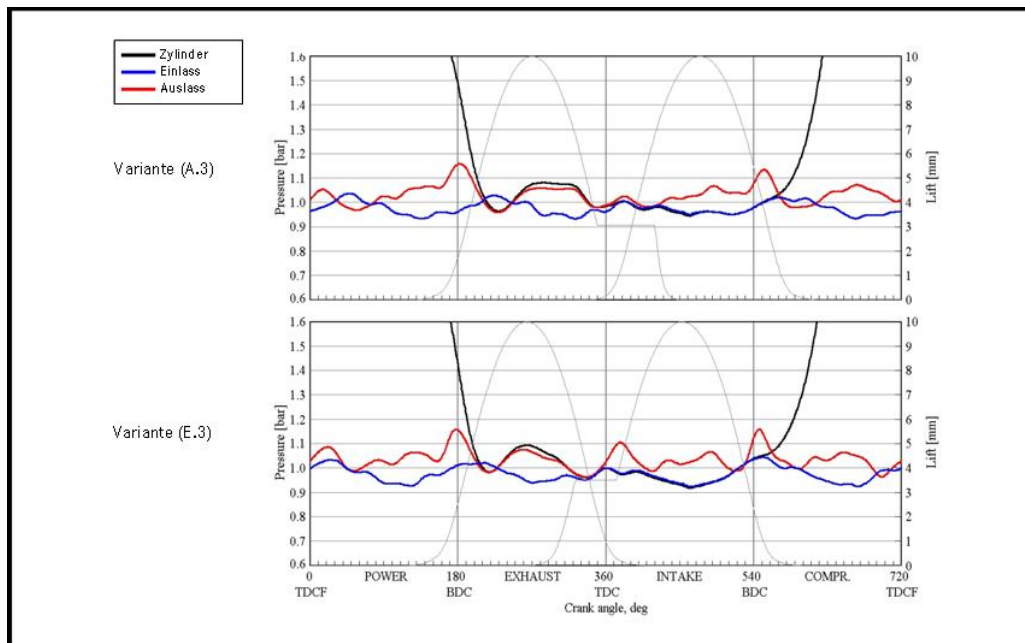
Die Abbildungen A6 bis A8 zeigen die Ergebnisse der 1-D-Ladungswechselberechnung am Vollmotormodell für die untere Teillast ( $p_{me} = 2$  bar). Beide Nockenvarianten zeigen unter der Annahme einer bei hohen Restgasgehalten guten Verbrennung ein ähnliches Verbrauchspotential. Die Variante „Rücksaugen aus dem Einlass“ (E.3) zeigt dabei eine leicht erhöhtes  $\lambda$  bei erhöhter Ladungswechselerbeit; die kraftstoffverbrauchsgünstigste Variante „Rücksaugen aus dem Auslass“ (A.3) zeigt ein umgekehrtes Verhalten. Die ermittelten verbrauchsgünstigsten Steuerzeiten ergaben für die Variante E.3 ein relativ frühes Schließen der Einlassventile mit einer großen Überschneidungsphase. In dieser wird Restgas wie angestrebt in den Einlasskanal geschoben und anschließend zurückgesaugt. Das frühe Schließen der Einlassventile hat weiterhin ein geringes Ausschleiben von Frischladung zur Folge; es ergibt sich eine gute Füllung. Bei den verbrauchsgünstigsten Steuerzeiten für die Variante A.3 ergibt sich ein später Einlassbeginn. Wie angestrebt, wird das Restgas aus dem Auslass zurückgesaugt. Durch den späten Einlassbeginn gelangt aber wenig Restgas in den Einlasskanal. Infolge des späten Einlassschließens wird ein Teil der Frischladung wieder aus dem Zylinder geschoben, die Füllung verschlechtert sich entsprechend geringfügig.



**Abbildung A6:** Restgasstrategien,  $n = 2000$  1/min,  $p_{me} = 2$  bar, Optimalvarianten der Nockenformen, p-V-Diagramm

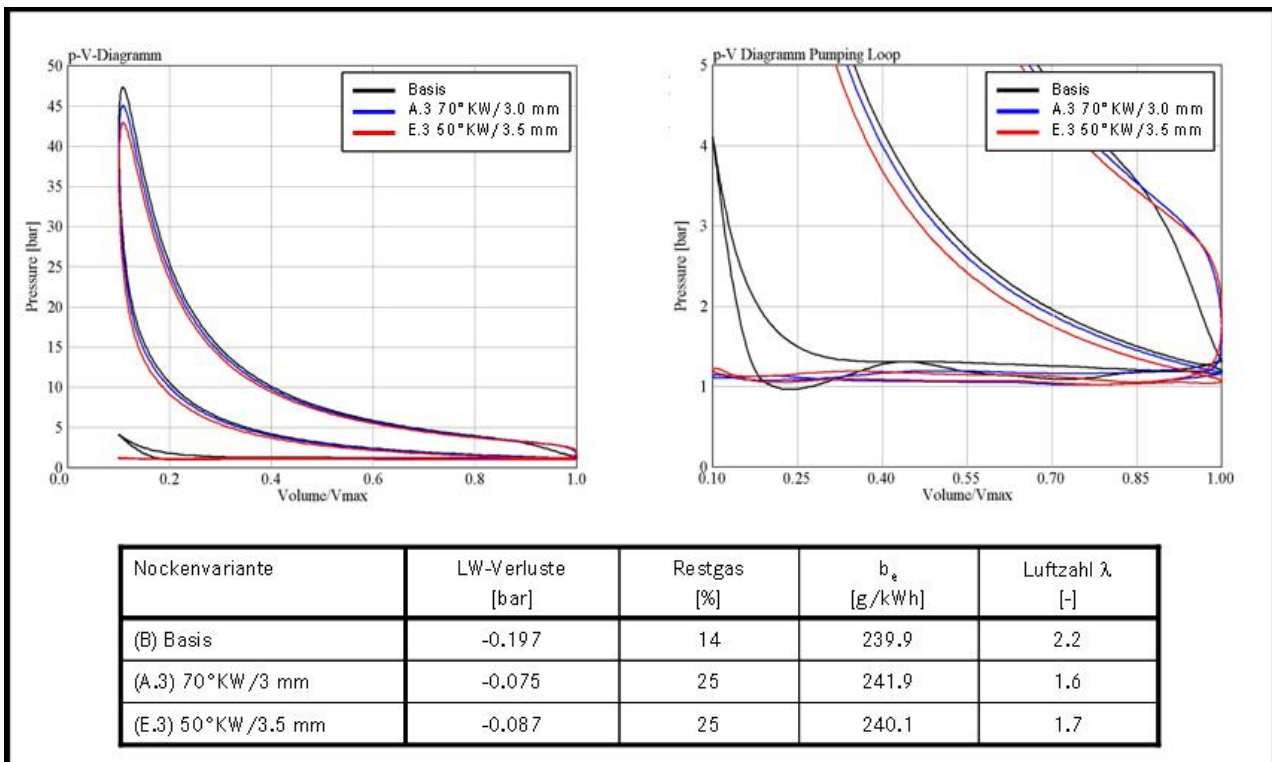


**Abbildung A7:** Restgasstrategien,  $n = 2000$  1/min,  $p_{me} = 2$  bar, verbrauchsgünstigste Varianten der Nockenformen, Ventilerhebung mit Steuerzeit, Ventilmassenströme und Zylindermassen

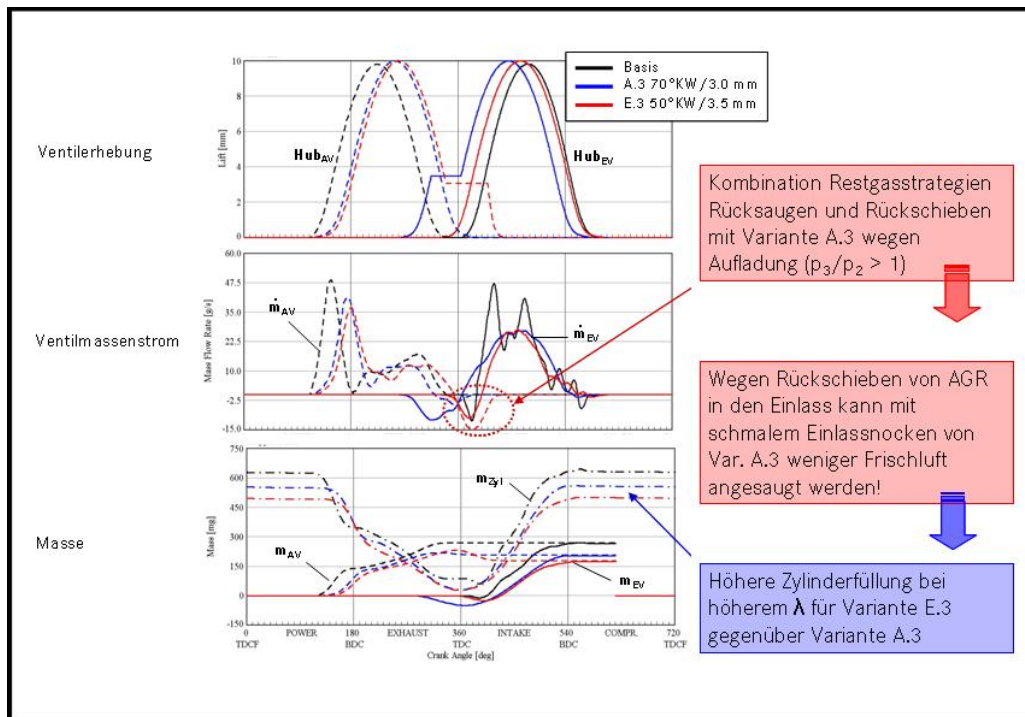


**Abbildung A8:** Restgasstrategien,  $n = 2000$  1/min,  $p_{me} = 2$  bar, verbrauchsgünstigste Varianten der Nockenformen, Druckverhältnisse

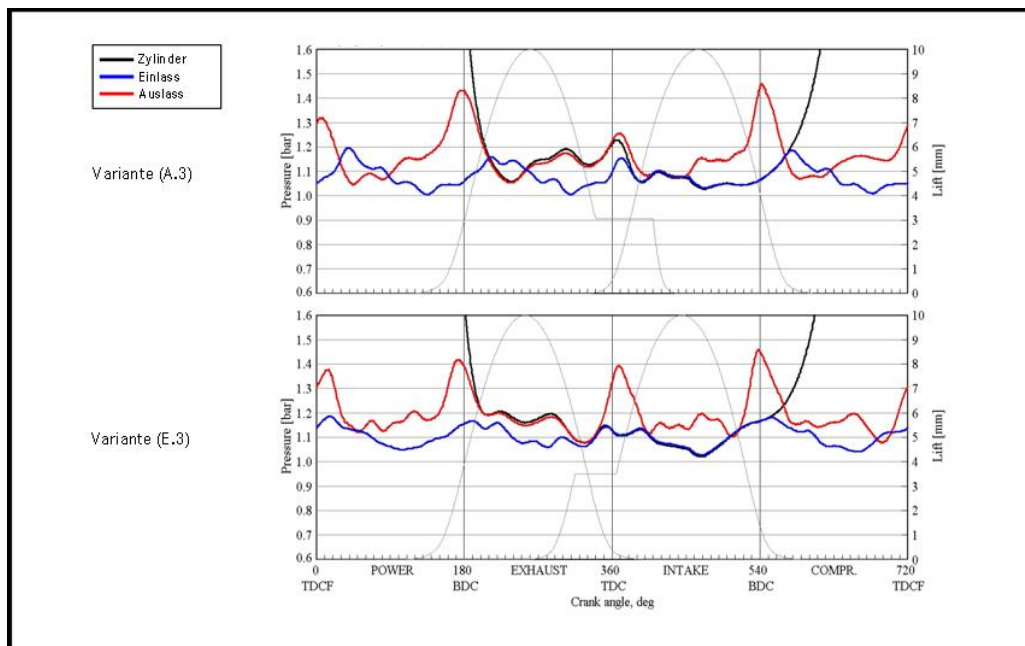
Die Abbildungen A9 bis A11 zeigen die Ergebnisse der 1-D-Ladungswechselberechnung am Vollmotormodell für die obere Grenze des Schichtbereichs. Wieder zeigen beide Nockenvarianten unter der Annahme einer bei hohen Restgasgehalten guten Verbrennung ein ähnliches Kraftstoffverbrauchspotential. Die Variante „Rücksaugen aus dem Einlass“ (E.3) zeigt dabei ein leicht erhöhtes  $\lambda$  bei erhöhter Ladungswechselarbeit, die günstigste Variante „Rücksaugen aus dem Auslass“ (A.3) zeigt auch bei höherer Last ein umgekehrtes Verhalten. Auch bei höherer Last ergaben die ermittelten verbrauchsgünstigsten Steuerzeiten für die Variante E.3 ein relativ frühes Schließen der Einlassventile mit einer großen Überschneidungsphase mit den ähnlichen Auswirkungen auf Massenströme und Druckverhältnisse. Für die Variante A.3 ergeben sich für die Steuerzeiten der Einlassventile frühere Einlassbeginn- bzw. Einlassschließzeitpunkte. Aufgrund der Druckverhältnisse Abgasgegendruck/Saugrohrdruck kommt es in der Überschneidungsphase zu einem Rückschieben von Restgas auch in den Einlasskanal und in den Auslasskanal, die Füllung ist leicht schlechter im Vergleich zur Variante E.3.



**Abbildung A9:** Restgasstrategien,  $n = 2000$  1/min,  $p_{me} = 5$  bar, verbrauchsgünstigste Varianten der Nockenformen, p-V-Diagramm



**Abbildung A10:** Restgasstrategien,  $n = 2000$  1/min,  $p_{me} = 5$  bar, verbrauchsgünstigste Varianten der Nockenformen, Ventilerhebung mit Steuerzeit, Ventilmassenströme und Zylindermassen



**Abbildung A11:** Restgasstrategien,  $n = 2000$  1/min,  $p_{me} = 5$  bar, verbrauchsgünstigste Varianten der Nockenformen, Druckverhältnisse

## A.5 Anhang zum Kapitel Kombination von innerer AGR und strahlgeführtem Brennverfahren – Versuchsergebnisse

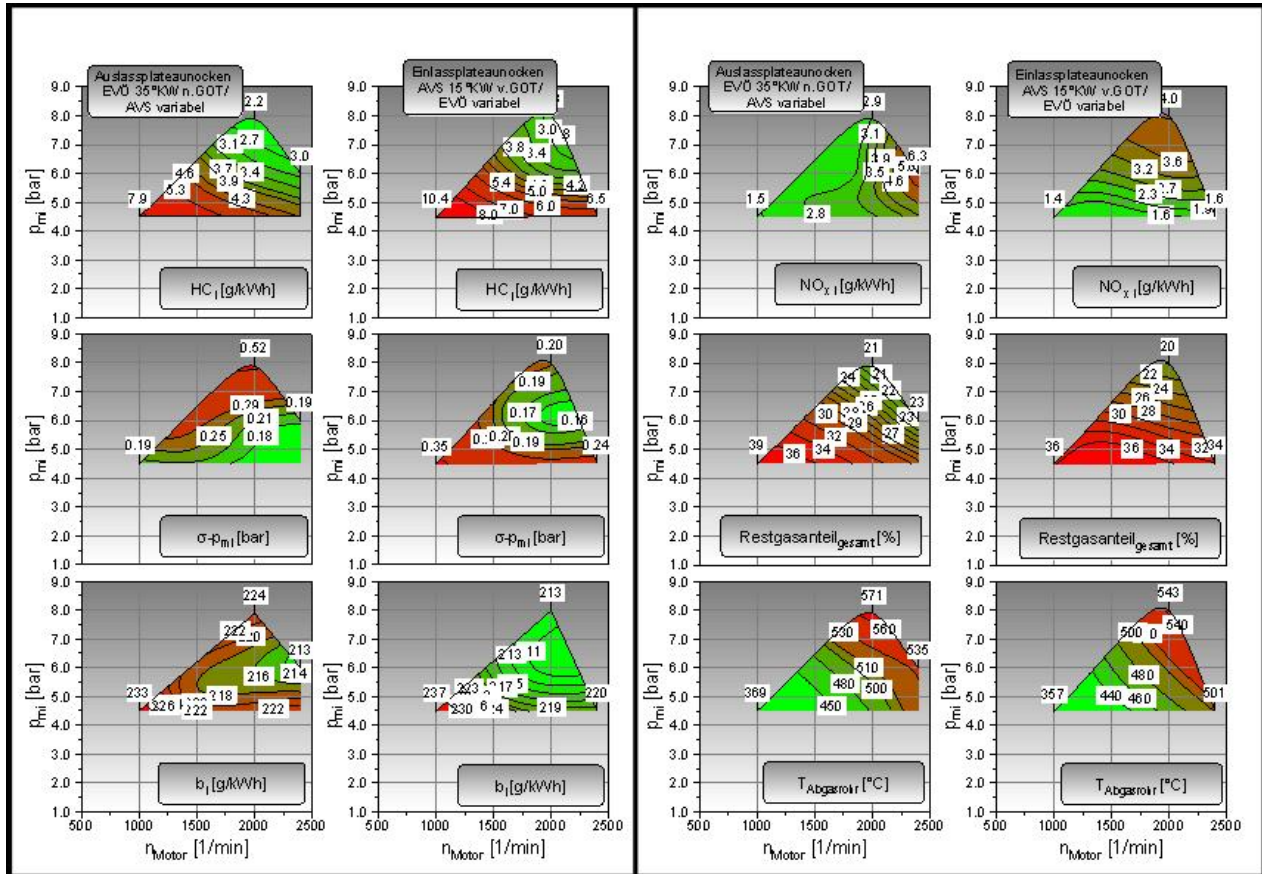


Abbildung A12: Homogen-Schicht – Vergleich Kennfelder Einlassrücksaugen und Auslassrücksaugen



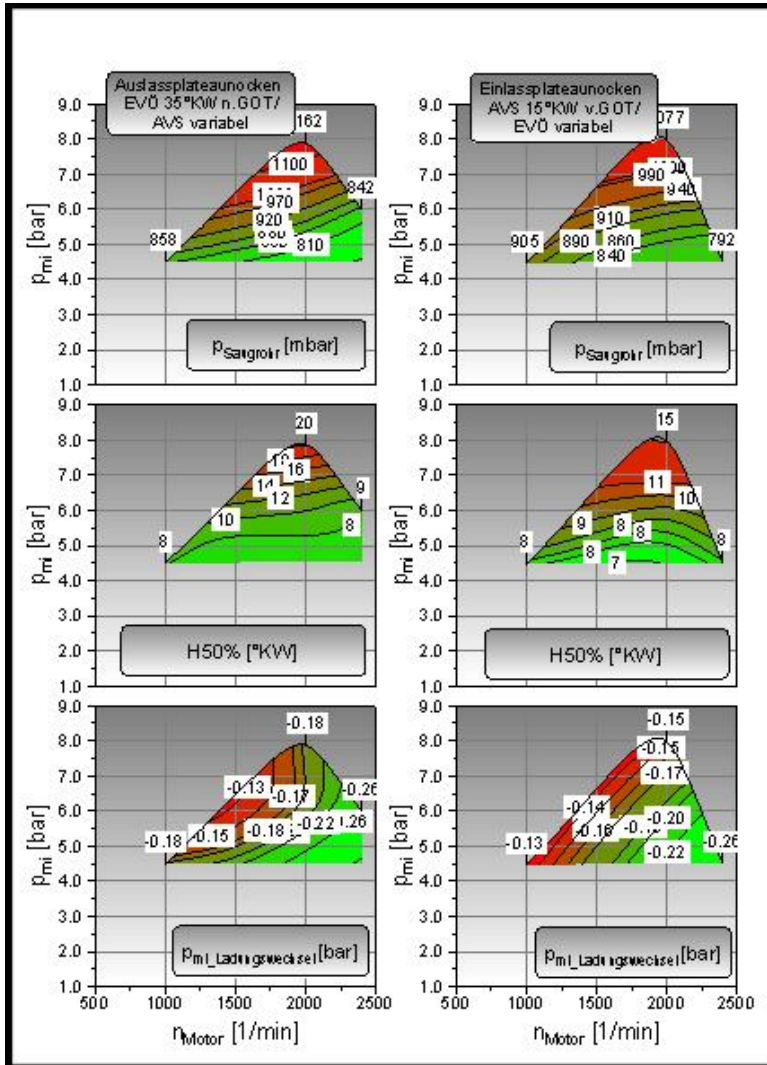


Abbildung A13: Homogen-Schicht – Vergleich Kennfelder Einlassrücksaugen und Auslassrücksaugen – Steuerzeiten

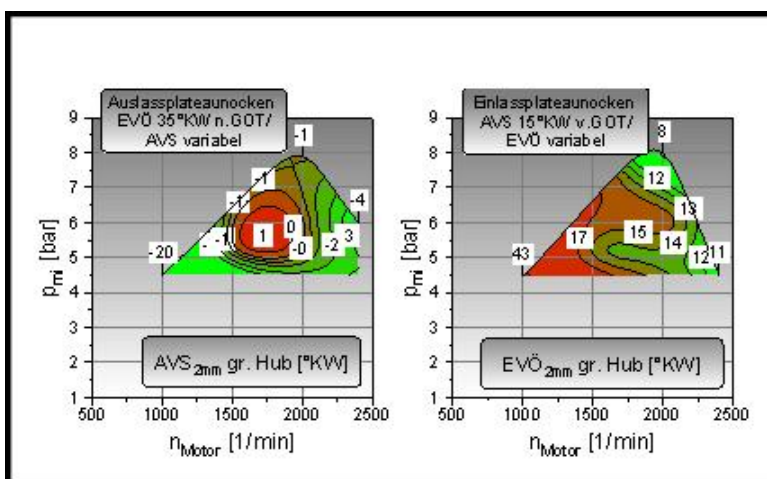


Abbildung A14: Homogen-Schicht – Vergleich Kennfelder Einlassrücksaugen und Auslassrücksaugen – Saugrohrdruck, Verbrennungsschwerpunkt,  $p_{mi}$  LW

## A.6 Anhang zum Kapitel Technologiebausteine

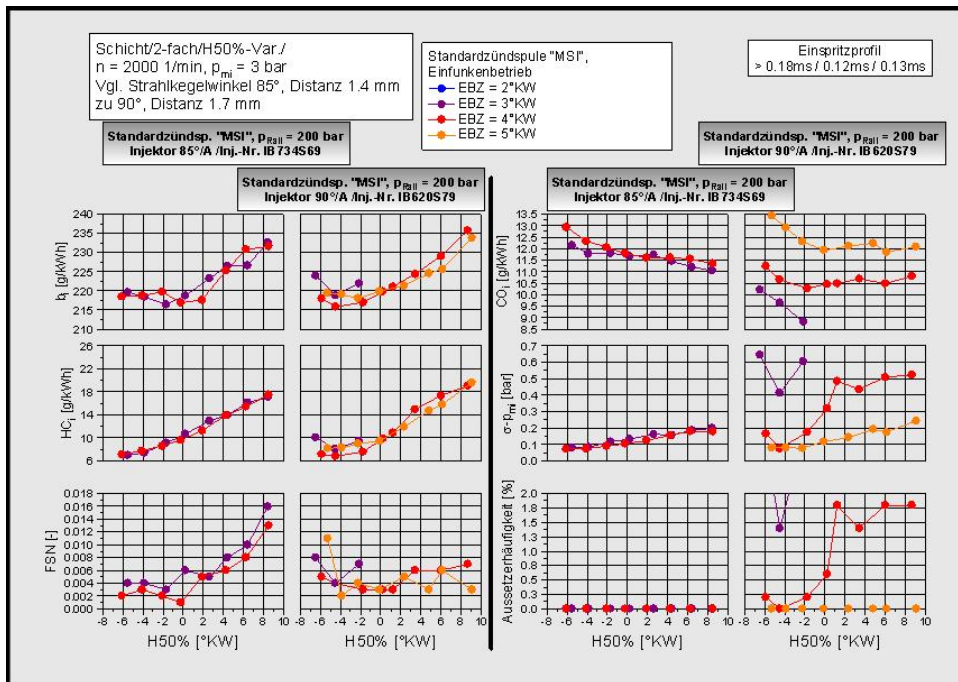


Abbildung A15: Einfluss Strahlkegelwinkel,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar, Zweifacheinspritzung,  $p_{Rail} = 200$  bar

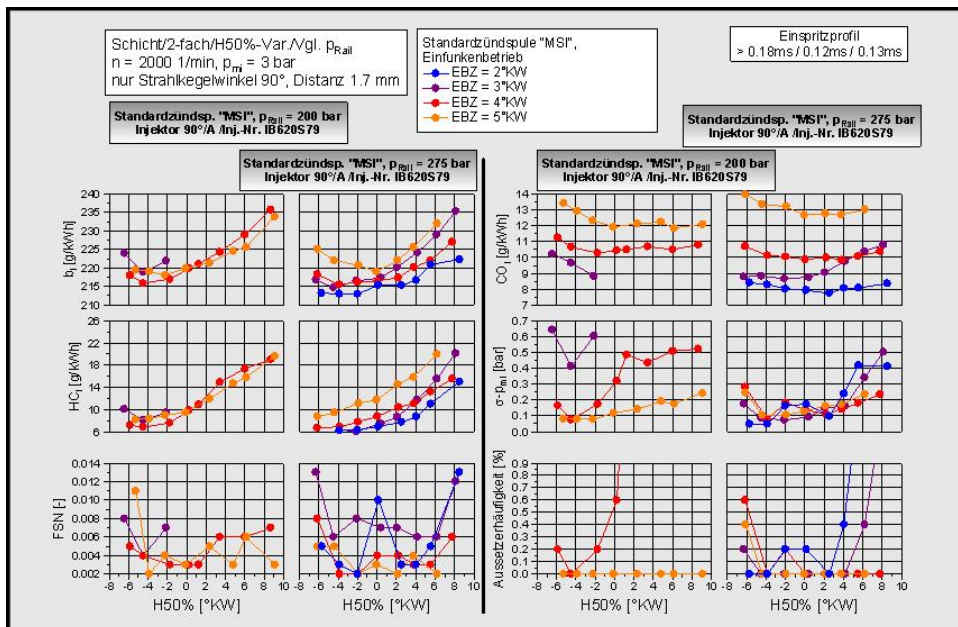
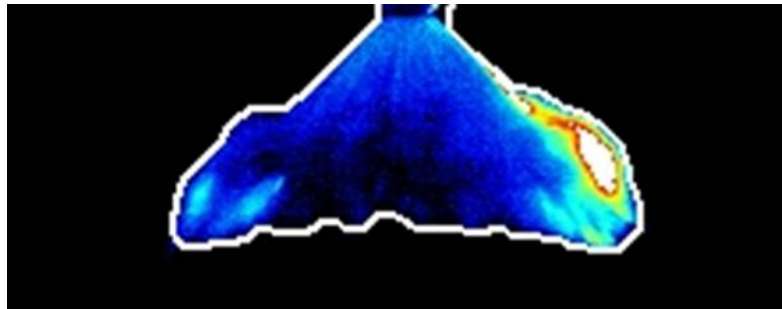


Abbildung A16: Einfluss Einspritzdruck,  $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 3$  bar, Zweifacheinspritzung, Strahlkegelwinkel  $90^\circ$

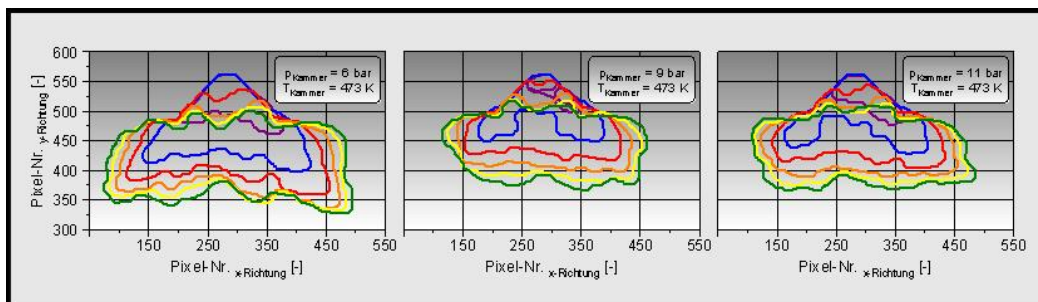
## Erstellung von Strahlkonturen

Nach einer Binarisierung der Strahlaufnahme wird eine Intensitätsschwelle als Teil der maximal möglichen Lichtintensität eines Bildpunktes festgelegt. Bildpunkte, deren Intensitäten oberhalb dieser Schwelle liegen, werden behalten. Dessen äußere Punkte lassen sich als Konturlinie darstellen A17.



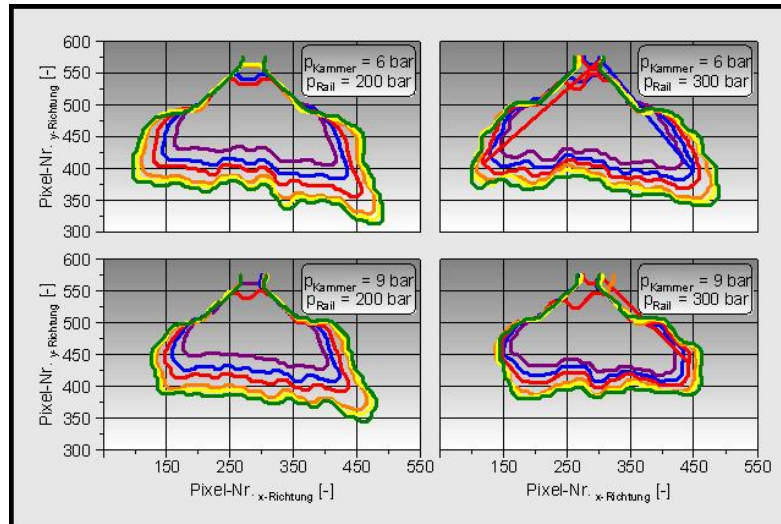
**Abbildung A17:** Strahldiagnostik – Ermittlung der Strahlkontur durch Binarisierung

Abbildung A18 zeigt die Konturlinie einer Kammerdruckvariation bei der Kammertemperatur = 473 K und konstantem Kraftstoffdruck von 200 bar für den Strahlkegelwinkel  $85^\circ$  bei Einfacheinspritzung.



**Abbildung A18:** Strahldiagnostik – Strahlkonturen für Variation Kammerdruck bei  $p_{\text{Rail}} = 200 \text{ bar}$ ,  $T_{\text{Kammer}} = 473 \text{ K}$ , Strahlkegel  $85^\circ$ , Einfacheinspritzung

Abbildung A19 zeigt die Konturlinie einer Kammerdruckvariation bei einer Kammertemperatur von 473 K und konstantem Kraftstoffdruck von 200 bzw. 300 bar für den Strahlkegelwinkel 85° jeweils bei Zweifacheinspritzung.



**Abbildung A19:** Strahlagnostik – Strahlkonturen für Variation Kammerdruck bei  $p_{\text{Rail}} = 200$  und  $300 \text{ bar}$ ,  $T_{\text{Kammer}} = 473 \text{ K}$ , Strahlkegel 85°, Zweifacheinspritzung