

*Tobias Böcking*

**Grenzpoteuziale von ottomotorischen  
Magerbrennverfahren hubraumkleiner  
aufgeladener Motoren mit Direkt-  
einspritzung**

*Herausgeber: Holger Foysi und Thomas Seeger*

**Schriftenreihe der Lehrstühle für Strömungsmechanik  
und technische Thermodynamik**

**Band 2**

**Impressum**

Institut für Fluid- und Thermodynamik

Prof. Dr.-Ing. Holger Foyi, Lehrstuhl für Strömungsmechanik

Prof. Dr.-Ing. Thomas Seeger, Lehrstuhl für technische Thermodynamik

Universität Siegen

57068 Siegen

Nummer 2015-1

Zugl.: Siegen, Univ., Diss. 2015





# **Grenzpoteuziale von ottomotorischen Magerbrennverfahren hubraumkleiner aufgeladener Motoren mit Direkteinspritzung**

dem Fachbereich Maschinenbau  
der Universität Siegen  
zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)**

vorgelegte Dissertation

von

**Dipl.-Ing. Tobias Böcking**

aus

Freudenberg

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Th. Seeger  
Koreferent: Prof. Dr. rer. nat. F. Dinkelacker  
Vorsitzender: Prof. Dr. rer. nat. R. Brandt  
Dekan: Prof. Dr. rer. nat. U. Pietsch

Tag der Einreichung: 23. Februar 2015

Tag der mündl. Prüfung: 16. Juli 2015

Siegen, September 2015



# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Beschäftigung als Doktorand im Bereich Forschung/ Vorentwicklung für verbrennungsmotorische Antriebe der Daimler AG am Standort Stuttgart-Untertürkheim.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Thomas Seeger, Leiter des Lehrstuhls für Technische Thermodynamik am Institut für Fluid- und Thermodynamik der Universität Siegen, für die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit, die Unterstützung bei meinem Promotionsvorhaben sowie für die Übernahme des Hauptreferats. Herrn Prof. Dr. Friedrich Dinkelacker, Leiter des Instituts für Technische Verbrennung der Leibniz Universität Hannover, danke ich für die interessierte Übernahme des Koreferats.

Aufgrund seines hohen Engagements bedanke ich mich bei Herrn Dr. Frank Otto, der durch die fachliche Betreuung, konstruktive Kritik sowie die uneingeschränkte Unterstützung meiner Tätigkeit als Doktorand ideale Rahmenbedingungen für mich kreierte.

Des Weiteren danke ich den Herren Dr.-Ing. Günter Karl, Dr.-Ing. Klaus Rößler, Dr.-Ing. Markus Schilling, und Dipl.-Ing. Götz Brachert für die fachliche Unterstützung und die wertvollen Anregungen. Ich danke außerdem allen nicht namentlich genannten Kollegen der Abteilungen Verbrennung, Konzeption und Konstruktion, Simulation und Berechnung sowie den Kollegen aus dem Prüffeld, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Schlussendlich gebührt mein größter Dank meiner Familie. Insbesondere meinen Eltern, Reinhard und Martina Böcking, habe ich es aufgrund der Förderung meiner Ausbildung und ihrer stetigen Unterstützung zu verdanken, dass ich die vorliegende Arbeit habe anfertigen können. Meiner Frau Linda danke ich für ihre mentale Unterstützung und die aufmunternden Worte.

Stuttgart, September 2015

Tobias Böcking



*„What we know is a drop, what we don't know is an ocean.“*

Isaac Newton (1643 – 1727)



# Erklärung

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Dissertation selbstständig verfasst und keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel verwendet sowie direkt oder indirekt aus fremden Quellen übernommene Gedanken als solche kenntlich gemacht habe. Insbesondere habe ich nicht die Hilfe einer kommerziellen Promotionsberatung in Anspruch genommen. Dritte haben von mir weder unmittelbar noch mittelbar geldwerte Leistungen für Arbeiten erhalten, die im Zusammenhang mit dem Inhalt der vorgelegten Dissertation stehen.

Unterstützung erhielt ich durch die Kollegen der Konstruktionsabteilung im Rahmen der Versuchsträgerauslegung sowie durch die Kollegen des Bereichs der Simulation und Berechnung, die für mich Zusammenhänge mittels der 1D- und 3D-CFD-Simulation abbildeten, die durch Motorenversuche nicht darstellbar sind.

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit dargestellten Untersuchungen und deren Ergebnisse basieren auf Messungen, die basierend auf einem durch mich entwickelten und definierten Versuchsprogramm überwiegend von ausgebildetem Fachpersonal an verschiedenen Motorenprüfständen durchgeführt wurden.

Diese Arbeit wurde bisher weder im Inland noch im Ausland in gleicher oder ähnlicher Form als Dissertation eingereicht und ist als Ganzes bisher nicht veröffentlicht worden.

Die Promotionsordnung der Naturwissenschaftlich-Technischen Fakultät der Universität Siegen vom 11. September 2012 wird anerkannt.

Stuttgart, September 2015

Tobias Böcking



---

# Inhaltsverzeichnis

<b>1 Zusammenfassung</b>	<b>1</b>
<b>2 Einführung</b>	<b>3</b>
<b>3 Ottomotor mit Magerbrennverfahren</b>	<b>7</b>
3.1 Historische Entwicklung .....	7
3.2 Stand der Technik .....	11
3.2.1 Ottomotorischer Schichtladungsbetrieb .....	12
3.2.2 Ottomotorische Selbstzündung .....	17
3.2.3 Abgasrückführung .....	18
3.2.3.1 Ausführungsformen der Abgasrückführung .....	19
3.2.3.2 Bedeutung der Abgasrückführung für Magerbrennverfahren .....	21
3.2.4 Ladungsbewegung .....	22
3.2.5 Zündsystem .....	24
3.2.6 Abgasnachbehandlung .....	28
<b>4 Zukünftige Brennverfahren</b>	<b>31</b>
4.1 Anforderungen an zukünftige Brennverfahren .....	31
4.2 Gegenüberstellung versch. Magerbrennverfahren .....	33
4.3 Strategie für ein neues Magerbrennverfahren .....	35
<b>5 Versuchsträger und Methodik</b>	<b>39</b>
5.1 Einzylindermotor .....	39
5.2 Vollmotor .....	42
5.3 Thermodynamische Analyse .....	44
<b>6 Verbrennungsuntersuchungen am befeuerten Einzylindermotor</b>	<b>47</b>
6.1 Voruntersuchungen mit interner Abgasrückführung .....	47
6.2 Kennfeldvermessung im homogenen Magerbetrieb .....	54
6.3 Bewertung des Einflusses der Ladungsbewegung .....	59
6.4 Übertrag auf einen Motor mit größerer Zylinderbohrung .....	66
6.5 Wirkung einer Mehrfachfunkenzündung im homogenen Magerbetrieb .....	71
6.6 Wirkungsgradsteigerung am Schichtladungsmotor .....	73
<b>7 Übertrag auf den Vollmotor</b>	<b>77</b>
7.1 Auslegung der Versuchsträger .....	77
7.2 CO <sub>2</sub> -Potenzial der internen Abgasrückführung bei stöchiometrischem Betrieb .....	85
7.3 Bewertung der gesteigerten Ladungsbewegung .....	89
7.4 Untersuchungen im homogenen Magerbetrieb .....	93

---

7.5	Potenziale des Magerbetriebs bei mittlerer Teillast .....	99
7.6	Schichtladungsbetrieb in Kombination mit hoher Ladungsbewegung .....	105
7.7	CO <sub>2</sub> -Potenzial des neuen Magerbrennverfahrens .....	111
<b>8</b>	<b>Zusammenfassende Bewertung, Diskussion und Ausblick</b>	<b>117</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>121</b>
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>133</b>
A.1	Messstellenplan der Einzylindermotoren .....	134
A.2	Messstellenplan der Vollmotoren .....	135
A.3	Einfluss der Ladungsbewegung auf die Energieumsatzlagen .....	136
A.4	Einfluss der Ladungsbewegung auf die Energieumsatzlagen .....	137
A.5	Volllasttauglichkeit des Vollmotors B.....	138
A.6	Ergänzende Ergebnisse des neuen Magerbrennverfahrens .....	139
A.7	Bewertung des Potenzials des neuen Magerbrennverfahrens .....	140
A.8	CO <sub>2</sub> -Potenzial der internen AGR bei stöchiometrischem Betrieb .....	141

# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 3.1: <i>Brennverfahren bei innerer Gemischbildung</i> [45] .....	12
Abbildung 3.2: <i>Direkteinspritzung in Saug- und Kompressionshub</i> [36] .....	14
Abbildung 3.3: <i>Betriebsarten im Motorkennfeld</i> [60].....	16
Abbildung 3.4: <i>Typische NO-Bildungspfade gemäß</i> [69].....	21
Abbildung 3.5: <i>Tumble- und Drallströmung</i> [71].....	23
Abbildung 3.6: <i>Schematische Darstellung des Transistorspulenzündsystems</i> [61].....	25
Abbildung 3.7: <i>Abgasanlage des MB-Magermotors M276</i> [60].....	29
Abbildung 4.1: <i>Thermischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit von <math>\epsilon</math> und <math>\lambda</math></i> .....	32
Abbildung 4.2: <i>Verbrennungskonzept eines neuen Magerbrennverfahrens</i> .....	36
Abbildung 5.1: <i>Einlasskanal mit angestellter Tumblewalze</i> .....	41
Abbildung 5.2: <i>Schnittdarstellung einer Segmentturbine</i> [82] .....	43
Abbildung 5.3: <i>Brennverlauf und Energieumsatz eines Ottomotors</i> .....	45
Abbildung 6.1: <i>Ventilhubverläufe bei kleiner und großer Ventilüberschneidung</i> .....	48
Abbildung 6.2: <i>Kombination von externer und interner Abgasrückführung</i> .....	49
Abbildung 6.3: <i>Möglichkeiten der AGR-Steuerung durch verlängert geöffnete Ventile</i> .....	50
Abbildung 6.4: <i>Vergleich versch. Ventilerhebungskurven im homogenen Magerbetrieb</i> .....	51
Abbildung 6.5: <i>Wirkung einer geringfügig veränderten Ladungsbewegung</i> .....	53
Abbildung 6.6: <i>Einfluss der Verbrennungsschwerpunktlage <math>H_{50\%}</math></i> .....	55
Abbildung 6.7: <i>Luft- und Restgasverträglichkeit bei niedriger Teillast</i> .....	56
Abbildung 6.8: <i>Homogener Magerbetrieb im Kennfeld</i> .....	58
Abbildung 6.9: <i>Verbrauchsvorteil des homogenen Magerbetriebs, Basis: stöchiometrischer Betrieb mit Standardnockenform und optimierten Ventilsteuerzeiten</i> .....	59
Abbildung 6.10: <i>Verschiedene Einlasskanaleinsätze</i> .....	59
Abbildung 6.11: <i>Tumble und TKE bei versch. Einlasskanaleinsätzen</i> [89].....	60
Abbildung 6.12: <i>Strömungsgeschwindigkeit während des Ladungswechsels</i> [89].....	61
Abbildung 6.13: <i>Strömungsgeschwindigkeit während der Verdichtung</i> [89].....	62
Abbildung 6.14: <i>Einfluss der Ladungsbewegung auf die Verbrennung</i> .....	63
Abbildung 6.15: <i>Häufigkeitsverteilungen der Energieumsatzlagen bei <math>\lambda = 1,10</math></i> .....	64
Abbildung 6.16: <i>Häufigkeitsverteilungen der Energieumsatzlagen bei <math>\lambda = 1,45</math></i> .....	65
Abbildung 6.17: <i>Einfluss der Plateaubreite bei mittlerer Teillast</i> .....	67
Abbildung 6.18: <i>Einfluss der Plateaubreite bei hoher Teillast</i> .....	67
Abbildung 6.19: <i>Darstellung einer Ventilhubbegrenzung</i> .....	68
Abbildung 6.20: <i>Wirkung einer Einlassventilhubbegrenzung</i> .....	69

Abbildung 6.21: Vergleich versch. Einlassventilhubbegrenzungen im Schichtladungsbetrieb.....	70
Abbildung 6.22: Wirkung der Mehrfachfunkenzündung [91] .....	71
Abbildung 6.23: Wirkung der Mehrfachfunkenzündung auf die Spitzendruckverteilung .....	72
Abbildung 6.24: Wirkung der Mehrfachfunkenzündung auf die $NO_x$ -Emissionen .....	72
Abbildung 6.25: Darstellung einer Ventilerhebung für die FES-Strategie .....	74
Abbildung 6.26: Potenzial der FES-Strategie im Schichtladungsbetrieb .....	75
Abbildung 7.1: Abgaskrümmerrinnenkontur ohne und mit Trennung der Fluten .....	78
Abbildung 7.2: ID-Simulationsergebnisse mit ein- und zweiflutigem Abgaskrümmerr [93].....	79
Abbildung 7.3: Abgaskrümmerrinnenkontur ohne und mit Trennung der Fluten .....	80
Abbildung 7.4: Einlasskanalvarianten für den Vollmotor.....	80
Abbildung 7.5: Querschnittsverläufe der versch. Einlasskanalvarianten .....	81
Abbildung 7.6: Tumble und TKE bei versch. Einlasskanalvarianten [95] .....	82
Abbildung 7.7: Strömungsgeschwindigkeit während des Ladungswechsels [95].....	82
Abbildung 7.8: Durchflussbeiwerte der versch. Einlasskanalvarianten [94] .....	83
Abbildung 7.9: ID-Simulationsergebnisse bei aufgeladener Teillast [93].....	84
Abbildung 7.10: ID-Simulationsergebnisse im Nennleistungspunkt [93] .....	85
Abbildung 7.11: $CO_2$ -Potenzial der int. AGR bei stöch. Betrieb; $p_{mi} = 6$ bar.....	87
Abbildung 7.12: $CO_2$ -Potenzial der int. AGR bei stöch. Betrieb; $p_{mi} = 3$ bar.....	87
Abbildung 7.13: $CO_2$ -Potenzial der int. AGR bei stöch. Betrieb im Kennfeld.....	88
Abbildung 7.14: Einfluss der Ladungsbewegung im stöchiometrischen Betrieb.....	90
Abbildung 7.15: Einfluss der Ladungsbewegung im Magerbetrieb .....	90
Abbildung 7.16: Abhängigkeit der Magerlaufgrenze von der Motorlast .....	91
Abbildung 7.17: Einfluss der Verbrennungsschwerpunktlage $H_{50\%}$ .....	93
Abbildung 7.18: Homogener Magerbetrieb bei höherer Teillast .....	95
Abbildung 7.19: Einfluss der Wastegatestellung auf die $NO_x$ -Emissionen .....	96
Abbildung 7.20: Rechnerische Betrachtung der Verdünnungszusammensetzung [93] .....	97
Abbildung 7.21: Einfluss der Ventilsteuerzeit Auslass-Schließt .....	98
Abbildung 7.22: Vergleich versch. Ventilerhebungskurven bei hoher Teillast .....	99
Abbildung 7.23: Einfluss einer Zündeinspritzung bei $p_{mi} = 8$ bar.....	100
Abbildung 7.24 Einfluss einer Zündeinspritzung bei $p_{mi} = 6$ bar.....	102
Abbildung 7.25: Einfluss der Verbrennungsschwerpunktlage im HOS-Betrieb.....	103
Abbildung 7.26: Einfluss von $H_{50\%}$ auf die Verdünnbarkeit im HOS-Betrieb.....	104
Abbildung 7.27: Schichtladungsbetrieb bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 4$ bar.....	106
Abbildung 7.28: Strömung im Bereich der Zündkerze bei hoher Ladungsbewegung .....	107
Abbildung 7.29: Schichtladungsbetrieb bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3$ bar.....	109
Abbildung 7.30: Potenzial einer weiteren Restgassteigerung im Schichtladungsbetrieb.....	110

---

Abbildung 7.31: <i>Strategie des neuen Magerbrennverfahrens im Kennfeld</i> .....	112
Abbildung 7.32: <i>Versuchsergebnisse des neuen Magerbrennverfahrens im Kennfeld</i> .....	113
Abbildung 7.33: <i>CO<sub>2</sub>-Potenzial des neuen Magerbrennverfahrens, Basis: stöchiometrischer Betrieb mit Standardnockenform und optimierten Ventilsteuerzeiten.</i> .....	114
Abbildung 7.34: <i>CO<sub>2</sub>-Potenzial des neuen Magerbrennverfahrens, Basis: stöchiometrischer Betrieb mit Plateaunockenform und optimierten Ventilsteuerzeiten.</i> .....	115

---

# Tabellenverzeichnis

Tabelle 5.1: <i>Kenndaten der Einzylinderaggregate</i> .....	40
--	----

---

# Nomenklatur

## Abkürzungen

A	Auslass
ACEA	Verband der Europäischen Automobilhersteller
A-Düse	nach außen öffnende Düse
AGN	Abgasnachbehandlung
AGR	Abgasrückführung
AGR-Rate	Abgasrückführrate oder Restgasrate
ATL	Abgasturbolader
AV	Auslassventil
AVT	Active Valve Train
BDE	Benzindirekteinspritzung
CAI	Controlled Auto Ignition
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO	Kohlenmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
DE	Direkteinspritzung
E	Einlass
EU	Europäische Union
EV	Einlassventil
eVCP	Electromotive Variable Camshaft Phasing
EZ	Einzylinder
FES	Frühes Einlassschließen
FSI	Fuel Stratified Injection
FSN	Filter Smoke Number
GDI	Gasoline Direct Injection
H	Wasserstoff
HC	Kohlenwasserstoffe
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HFC	Hochfrequenz-Corona-Zündung
HMM	Homogen Mager

---

HOS	Homogen Schicht
HSP	Homogen Split
Inj	Injektor
KE	Kanaleinspritzung
KW	Kurbelwinkel
LOT	Ladungswechsel-OT
LW	Ladungswechsel
LWA	Ladungswechselanalyse
MSD	Mittelschalldämpfer
MSI	Multi Spark Ignition
N <sub>2</sub>	Stickstoff
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
N <sub>2</sub> O	Distickstoffoxid
NO	Stickstoffmonoxid
NO <sub>2</sub>	Stickstoffdioxid
NO <sub>x</sub>	Stickstoffoxide
NSD	Nachschalldämpfer
NSK	NO <sub>x</sub> -Speicherkatalysator
O <sub>2</sub>	Sauerstoff
OT	Oberer Totpunkt
Pkw	Personenkraftwagen
PSZ	Plasmastrahlzündsystem
Q1	Ventilerhebungskurven mit Standardnockenform
Q2	Ventilerhebungskurven mit verlängert geöffneten EV
Q3	Ventilerhebungskurven mit verlängert geöffneten AV
Q4	Ventilerhebungskurven mit verlängert geöffnetem EV und AV
RG	Restgas
SCH	Schichtladung
SO <sub>2</sub>	Schwefeldioxid
SOI	Start of Injection (Einspritzbeginn)
SRE	Saugrohreinspritzung
TKE	Turbulente kinetische Energie
TPA	Three-Pressure-Analysis

---

TSI	Turbocharged Stratified Injection
TSZ	Transistorspulenzündsystem
UT	Unterer Totpunkt
VDA	Verband der Automobilindustrie
ZK	Zündkerze
ZOT	Zünd-OT
ZZP	Zündzeitpunkt

### Symbole

$A_{\text{Bohrung}}$	Querschnittsfläche der Zylinderbohrung	$[\text{mm}^2]$
$A\ddot{O}$	Steuerzeit Auslassventil öffnet bei 2 mm Ventilhub	$[\text{°KWnOT}]$
AS	Steuerzeit Auslassventil schließt bei 2 mm Ventilhub	$[\text{°KWnOT}]$
$b_{\text{eff}}$	effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch	$[\text{g/ kWh}]$
$b_i$	indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch	$[\text{g/ kWh}]$
$b_{\text{PI}}$	Gesamtbreite des Nachnockens bei Plateaunockenform	$[\text{°KW}]$
$DK_{\text{TV}}$	Tastverhältnis Drosselklappenstellung	$[\%]$
$E\ddot{O}$	Steuerzeit Einlassventil öffnet bei 2mm Ventilhub	$[\text{°KWnOT}]$
ES	Steuerzeit Einlassventil schließt bei 2mm Ventilhub	$[\text{°KWnOT}]$
$h$	spezifische Enthalpie	$[\text{J/ kg}]$
$h_{\text{AV}}$	Ventilhub Auslassventil	$[\text{mm}]$
$h_{\text{EV}}$	Ventilhub Einlassventil	$[\text{mm}]$
$h_{\text{PI}}$	Ventilhub im Bereich des OT bei Plateaunockenform	$[\text{mm}]$
$H_{05\%}$	Brennbeginn (5 % Energieumsatz)	$[\text{°KW}]$
$H_{50\%}$	Verbrennungsschwerpunkt (50 % Energieumsatz)	$[\text{°KW}]$
$H_{90\%}$	Brennende (90 % Energieumsatz)	$[\text{°KW}]$
$HC_i$	Gehalt an HC-Emissionen im Abgas (indiziert)	$[\text{g/ kWh}]$
$L$	Drehimpuls	$[\text{kgm}^2/\text{s}]$
$L_{\text{St}}$	stöchiometrischer Luftbedarf	$[\text{kg}]$
$m_A$	ausströmende Masse	$[\text{kg}]$
$m_E$	einströmende Masse	$[\text{kg}]$
$m_K$	Kraftstoffmasse	$[\text{kg}]$
$m_{\text{L,St}}$	stöchiometrische Luftmasse	$[\text{kg}]$

---

$M_{Dmax}$	maximales Drehmoment	[Nm]
$M_{NO_x}$	NO <sub>x</sub> -Massenstrom	[g/ h]
$n$	Drehzahl	[min <sup>-1</sup> ]
$n_{max}$	maximale Drehzahl	[min <sup>-1</sup> ]
$n_T$	Tumblezahl	[-]
NO <sub>xi</sub>	Stickoxidgehalt im Abgas (indiziert)	[g/ kWh]
O <sub>2</sub>	Sauerstoffgehalt im Abgas	[%]
$p$	Druck	[bar]
$p_{32}$	Druckverhältnis $p_{Abgas} / p_{Saugrohr}$	[-]
$p_{Saugrohr}$	Luftdruck im Saugrohr (absolut)	[mbar]
$p_{Sr-rel}$	Luftdruck im Saugrohr (relativ)	[mbar]
$p_{Abgas}$	Abgasegendruck (absolut)	[mbar]
$p_{max}$	Spitzendruck im Zylinder	[bar]
$p_{me}$	effektiver Mitteldruck	[bar]
$p_{mi}$	indizierter Mitteldruck	[bar]
$p_{sys}$	Einspritzdruck	[bar]
$P$	Leistung	[W]
$P_{max}$	Maximalleistung	[W]
$dQ_B / d\phi$	Brennverlauf	[J/ °KW]
$dQ_H / d\phi$	Heizverlauf	[J/ °KW]
$dQ_w / d\phi$	Wandwärmeverlauf	[J/ °KW]
RG <sub>ges</sub>	ges. Restgasgehalt bei der Verbrennung	[%]
RG <sub>eff</sub>	effektiver ges. Restgasgehalt (Inertgasgehalt)	[%]
$s_l$	laminare Flammengeschwindigkeit	[m/ s]
$s_t$	turbulente Flammengeschwindigkeit	[m/ s]
$t_i$	Ansteuerdauer des Injektors	[ms]
$T$	Temperatur	[°C]
$T_{Saugrohr}$	Saugrohrtemperatur	[°C]
$T_{Abgas}$	Abgastemperatur	[°C]
$u'$	turbulente Geschwindigkeitsfluktuation	[m/ s]
$U$	innere Energie	[J]
$V$	Volumen	[m <sup>3</sup> ]
$V_h$	Ventilhub	[mm]

---

$V_{hBegr}$	Ventilhubbegrenzung	[mm]
$V_{hBr}$	Öffnungsbreite der Ventilerhebungskurve bei $V_h = 2 \text{ mm}$	[°KW]
$WG_{TV}$	Tastverhältnis Wastegatestellung	[%]

### Griechische Symbole

$\Delta_{bi}$	absolute Differenz zweier abs. Kraftstoffverbräuche	[g/ kWh]
$\Delta_{bi-rel}$	relative Differenz zweier abs. Kraftstoffverbräuche	[%]
$\varepsilon$	Verdichtungsverhältnis	[-]
$\eta_{th}$	thermischer Wirkungsgrad	[-]
$\Theta$	Massenträgheitsmoment	[kgm <sup>2</sup> ]
$\kappa$	Isentropenexponent	[-]
$\lambda$	Luft-Kraftstoff-Verhältnis	[-]
$v_{KW}$	Rotationsfrequenz der Kurbelwelle	[s <sup>-1</sup> ]
$v_t$	Tumblefrequenz	[s <sup>-1</sup> ]
$\sigma$	Standardabweichung	[-]
$\sigma_{pmi}$	Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes $p_{mi}$	[bar]
$\varphi$	Kurbelwinkel	[°KW]
$\varphi_{pmax}$	Lage des Zylinderspitzendrucks	[°KWnOT]



# 1 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit stellt ein neues kombiniertes Magerbrennverfahren vor und leistet damit einen Beitrag zur Bewertung der Grenzpotenziale von ottomotorischen Magerbrennverfahren hubraumkleiner aufgeladener Ottomotoren mit Direkteinspritzung. Während der stöchiometrische Betrieb des Ottomotors nur noch vergleichsweise wenig Potenzial zur Verringerung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes bietet, lässt sich der Kraftstoffverbrauch von Ottomotoren durch den überstöchiometrischen Betrieb signifikant reduzieren. Die Kombination des Magerbetriebs – sowohl mit homogener als auch heterogener Gemischaufbereitung – mit Technologien wie z. B. einem variablen Ventiltrieb, einer optimierten Ladungsbewegung, einem innovativen Zündsystem oder einer weiterentwickelten Aufladung birgt enormes Potenzial. Zur Quantifizierung dieses Potenzials wurden nach erfolgter Betrachtung des Stands der Technik und einer entsprechend abgeleiteten Strategie Untersuchungen an diversen Einzylinder- und Vierzylindermotoren durchgeführt, die eine Bewertung einzelner Maßnahmen und deren Kombinationen hinsichtlich des CO<sub>2</sub>-Potenzials ermöglichen.

Die dadurch gewonnenen Erkenntnisse lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Zur Erschließung des max. CO<sub>2</sub>-Minderungspotenzials von Ottomotoren ist eine Kombination des homogenen und heterogenen Magerbetriebs im Kennfeld notwendig.
- Mit dem Ziel einer Reduzierung des Aufwands seitens der Abgasnachbehandlung sollte der Magerbetrieb mit einer betriebspunktabhängig angepassten Menge an Restgas durch interne Abgasrückführung kombiniert werden.
- Eine signifikante Steigerung der Ladungsbewegung ermöglicht sowohl eine deutliche Reduktion der Schadstoffemissionen im Magerbetrieb als auch eine Erweiterung des Kennfeldbereichs, in dem der Verbrauchsvorteil des Magerbetriebs erschlossen werden kann.
- Ein hohes Ladungsbewegungsniveau steht dem heterogenen Magerbetrieb des Motors und dem damit verbundenen Verbrauchsvorteil nicht entgegen.

## Abstract

Within the scope of this thesis a new lean burn process combining homogeneous and stratified charge combustion for reducing the fuel consumption of turbocharged spark ignited direct injection engines is presented. It is widely recognised that the operation of spark ignited engines with excess air is one of the most promising methods to achieve a large fuel consumption improvement. The combination of lean burn combustion with technologies like for instance a variable valve train, an increased charge motion, an innovative ignition system or an improved turbocharger offers enormous potential for reducing fuel consumption and consequently also CO<sub>2</sub> emissions of small capacity engines with turbocharging and direct injection. After considering the current state of scientific knowledge and developing a strategy for achieving a large fuel consumption improvement on the one hand and a reduction of nitrogen oxide emissions on the other hand experimental investigations on diverse single- and four-cylinder engines were carried out in order to quantify these potentials.

The findings can be summarised as follows:

- By combining the homogeneous-lean, homogeneous stratified and the stratified charge combustion in one engine map a significant benefit in fuel consumption can be achieved.
- To limit the additional expenses regarding the exhaust gas aftertreatment the engine-out nitrogen oxide emissions have to be reduced. Therefore, the dilution of the mixture has to be maximised. Depending on the engine operation point, the residual-gas/ air mixture should be adjusted.
- A significantly increased charge motion allows a reduction of pollutant emissions in lean operation as well as an expansion of the engine load range operated so far.
- A high level of charge motion does not conflict with the stratified charge combustion at low part load in general.

## 2 Einführung

In Zeiten steigender Kraftstoffpreise und der ausgeprägten Abhängigkeit der Bevölkerung von Kraftfahrzeugen zur Wahrung ihrer Mobilität ist trotz der Innovationen im Bereich der Elektrofahrzeuge oder der Hybridkonzepte die Effizienzsteigerung des weit verbreiteten Verbrennungsmotors als etablierter Antrieb des Automobils nach wie vor ein wichtiger Bestandteil zukünftiger Mobilitätskonzepte.

Neben dem Streben nach einer Senkung des Kraftstoffverbrauchs und der Einhaltung der gesetzlich vorgeschriebenen Schadstoffgrenzwerte gewinnt der Ausstoß des klimarelevanten Treibhausgases CO<sub>2</sub> stetig an Bedeutung. So hat sich der Verband der Europäischen Automobilhersteller (ACEA) neben den länderspezifischen Emissionsvorschriften durch die bereits im Jahr 1998 vereinbarte Selbstverpflichtung zur Vermeidung gesetzlicher Vorschriften die Senkung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes der Fahrzeugflotten von durchschnittlich 185 g/ km im Jahr 1995 auf 140 g/ km im Jahr 2008 zur Aufgabe gemacht [1]. Der durchschnittliche Kraftstoffverbrauch von 7,7 l Benzin bzw. 7,0 l Diesel pro 100 gefahrene Kilometer im Jahr 1995 wurde nach ACEA [1] bis 2005 bereits jeweils um ca. 1 l pro 100 km gesenkt, was einem durchschnittlichen CO<sub>2</sub>-Ausstoß von 160 g/ km im Jahr 2005 entspricht. Gemäß der im Jahr 2009 durch die EU beschlossenen CO<sub>2</sub>-Regulierung für Pkw müssen alle Hersteller und Importeure gemeinsam einen durchschnittlichen CO<sub>2</sub>-Ausstoß von 130 g/ km im Jahr 2015 und 95 g/ km im Jahr 2020 erreichen [2, 3]. Der diesbezüglich vorgesehene Stufenplan wird als ein Teil einer Drei-Säulen-Strategie der EU langfristig zu einer deutlichen Senkung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes von Kraftfahrzeugen beitragen.

Neben gewichtsreduzierenden Maßnahmen und Optimierungen der aerodynamischen Designgestaltung am Fahrzeug sowie den Weiterentwicklungen im Bereich des Rollwiderstands oder des Getriebes weist der Verbrennungsmotor noch großes Potenzial zur Steigerung der Effizienz und damit zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs bzw. des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes auf, wie es z. B. in Flierl et al. [4] beschrieben ist. Darüber hinaus ist die gesetzeskonforme, vergleichende Bewertung von Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor und solchen mit rein elektrischem Antrieb unvollständig und realitätsfern, was den aus energetischer Sicht zu bevorzugenden Verbrennungsmotor deutlich benachteiligt [5]. Insbesondere die oft getroffene Annahme,

Elektrofahrzeuge ermöglichen eine emissionsfreie Art der Mobilität, entspricht in der Regel nicht der Realität und sollte entsprechend überdacht und korrigiert werden [6, 7].

Den hohen Erwartungen bzgl. einer Verringerung des Kraftstoffverbrauchs steht der Anspruch des Kunden auf Komfort sowie auf hohe Sicherheitsstandards – und damit einer Zunahme des Fahrzeuggewichts – gegenüber, was folglich die Forderung nach einer Verringerung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs verstärkt und den Einsatz neuer innovativer Technologien eröffnet.

Ein sich in den letzten Jahren immer weiter etablierender Trend ist die Downsizing-Strategie. Diese ermöglicht durch die zunächst widersprüchlich anmutende Kombination aus einem verkleinerten Hubraum und einem dabei gleichen oder sogar gesteigertem Drehmoment eine signifikante Effizienzsteigerung, was sich nicht zuletzt durch eine Senkung des Kraftstoffverbrauchs bemerkbar macht. Tragende Faktoren des Downsizings sind der Einsatz einer Benzindirekteinspritzung (BDE), die Optimierung des Brennverfahrens und des Ladungswechsels sowie die Aufladung des Motors. In Kombination mit neuen innovativen Technologien zur weiteren Verbesserung des Motorwirkungsgrads ergeben sich so große Potenziale zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs, die nach den Untersuchungen von Flierl et al. [4] Antriebswirkungsgrade von Ottomotoren in der Größenordnung von bis zu 40 % möglich machen. Damit könnte ein Fahrzeug des B- bzw. Kleinwagen-Segments das Ziel von 95 g CO<sub>2</sub>-Austoß pro Kilometer im Jahr 2020 erreichen.

Darüber hinaus birgt der überstöchiometrische Betrieb des Ottomotors, das bedeutet der Betrieb mit Luftüberschuss, weiteres erhebliches Potenzial. Dieser lässt sich zum einen durch ein homogen-mageres Luft-Kraftstoff-Gemisch<sup>1</sup> als auch durch eine Ladungsschichtung, bei der nur im Bereich der Zündkerze ein zündfähiges Gemisch erzeugt wird, darstellen. Durch die Einführung der BDE weckte die Ladungsschichtung mit sehr viel höheren möglichen Luft-Kraftstoff-Verhältnissen im Vergleich zum Magerbetrieb mit homogener Kraftstoffverteilung das Interesse der Motorenentwickler und der homogene Magerbetrieb geriet verstärkt in den Hintergrund.

---

<sup>1</sup> Als Luft-Kraftstoff-Verhältnis wird das Verhältnis aus der sich tatsächlich im Brennraum befindenden Luftmasse  $m_L$  zur stöchiometrischen Luftmasse  $m_{L,St}$  bezeichnet [8, S.23f]. Die stöchiometrische Luftmasse lässt sich aus der Kraftstoffmasse  $m_K$  und dem stöchiometrischen Luftbedarf  $L_{St}$  berechnen.

Bedingt durch den hohen technologischen Aufwand – auch aufgrund der aufwändigen und damit kostenintensiven Abgasnachbehandlung – wurden jedoch bis heute nur wenige Fahrzeuge mit Schichtladungsbrennverfahren auf dem Markt eingeführt.

Da eine weitere deutliche Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs von stöchiometrisch betriebenen Ottomotoren einzig durch mechanische Verfahren nur schwer darzustellen ist und der Druck auf die Automobilindustrie den CO<sub>2</sub>-Ausstoß weiterhin deutlich zu verringern weiter wächst, ergeben sich zunehmend Chancen für die Entwicklung neuer Magerbrennverfahren.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es die Grenzpotenziale von ottomotorischen Magerbrennverfahren hubraumkleiner Motoren mit BDE und Turboaufladung aufzuzeigen und damit einen Beitrag zur Entwicklung neuer Brennverfahren zur weiteren Effizienzsteigerung von hubraumkleinen aufgeladenen Ottomotoren zu leisten. Im Fokus der Untersuchungen stehen neben der Absenkung des Kraftstoffverbrauchs bzw. des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes die Einhaltung aktueller und zukünftiger Schadstoffemissionsgesetzgebungen sowie die Berücksichtigung von Kosten, Komfort und Fahrbarkeit.

Schwerpunkt der durchgeführten Untersuchungen ist der überstöchiometrische Betrieb des Ottomotors, eine hohe Ladungsbewegung und die Nutzung von Variabilitäten im Ventiltrieb. Der mit dem überstöchiometrischen Betrieb des Ottomotors einhergehende erhöhte Aufwand bei der Abgasnachbehandlung (AGN) soll u. a. durch eine sehr hohe Ladungsverdünnung minimiert werden, sodass der Verbrauchsvorteil durch den Magerbetrieb des Ottomotors mit möglichst geringen Kosten für die AGN kombiniert werden kann. Zur Darstellung hoher Restgasraten erfolgt alternativ zu der bei aktuellen Motoren gängigen externen Abgasrückführung eine Bewertung der internen Abgasrückführung durch die Verwendung innovativer Ventilerhebungskurven.

Das Kapitel 3 beinhaltet einen Überblick über Ottomotoren mit Magerbrennverfahren, wobei deren historische Entwicklung und der aktuelle Stand der Technik dargestellt sind. Im darauf folgenden Kapitel 4 werden zukünftige Brennverfahren beschrieben, die daran gestellten Anforderungen formuliert und die Strategie eines neuen, daraus abgeleiteten Magerbrennverfahrens dargelegt. Eine Beschreibung der

für die durchgeführten experimentellen Untersuchungen genutzten Versuchsträger, bei denen es sich um diverse Einzylinderaggregate mit vollvariablem Ventiltrieb sowie verschiedene Vollmotoren mit teilvariablem Ventiltrieb und Ventilhubumschaltung handelt, und der angewandten Methodik ist in Kapitel 5 zu finden. Die Darstellung der Versuchsdurchführung und der dadurch gewonnenen Erkenntnisse erfolgt im Falle der Untersuchungen am befeuerten Einzylindermotor in Kapitel 6. In Kapitel 7 sind die an den verschiedenen Vollmotoren durchgeführten Untersuchungen und die Versuchsergebnisse dargestellt, die eine Bewertung hinsichtlich der Übertragbarkeit der an den Einzylinderaggregaten erlangten Erkenntnisse auf Vollmotoren mit realen Aufladerandbedingungen ermöglichen sollen. Abschließend erfolgt in Kapitel 8 eine Einordnung der gewonnenen Erkenntnisse in den aktuellen Kenntnisstand des Fachgebiets sowie ein Ausblick.

## 3 Ottomotor mit Magerbrennverfahren

Der überstöchiometrisch, d. h. mager oder mit Luftüberschuss, betriebene Ottomotor ermöglicht eine signifikante Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und damit der CO<sub>2</sub>-Emissionen. Dieser Verbrauchsvorteil ist zum einen durch eine Erhöhung des Isentropenexponenten  $\kappa$  und damit durch eine Verbesserung des thermischen Wirkungsgrads des Motors zu begründen, welcher der Tatsache geschuldet ist, dass die größere Gesamtladungsmasse zu niedrigeren Kompressionsenddrücken- und -temperaturen sowie einer niedrigeren Prozesstemperatur führt (siehe z. B. [8, 9]). Zum anderen rührt der genannte Verbrauchsvorteil des Motors von dem gesteigerten Entdrosselungsgrad<sup>2</sup> und den in Folge dessen geringeren Ladungswechselverlusten sowie einer Verminderung der Wandwärmeverluste durch geringere Gemischdichten im Wandbereich her [8].

Um den prinzipbedingten Verbrauchsvorteil des mit Luftüberschuss betriebenen Ottomotors möglichst vollständig zu nutzen, wurden in der Vergangenheit weltweit eine Vielzahl an Untersuchungen durchgeführt und verschiedene Brennverfahren entwickelt. Diese historische Entwicklung des Ottomotors mit Magerbrennverfahren legt das folgende Kapitel 3.1 dar. In Kapitel 3.2 folgt eine Darstellung des aktuellen Entwicklungsstands der mit Luftüberschuss betriebenen Ottomotoren.

### 3.1 Historische Entwicklung

Bereits in den achtziger Jahren des letzten Jahrhunderts forschten die Automobilhersteller intensiv an einer Serienlösung eines überstöchiometrisch betriebenen Ottomotors mit äußerer Gemischbildung, um den Kraftstoffverbrauch und damit die CO<sub>2</sub>-Emissionen ihrer Fahrzeuge weiter zu verringern. So gelang es z. B. Audi im Jahr 1982 mit einem 1,6-l-Vierzylinder-Magermotorkonzept nahezu die Verbrauchswerte eines Wirbelkammer-Dieselmotors zu erreichen und dabei dessen Fahrleistungen deutlich zu überbieten [13]. Auch der Automobilhersteller Volkswagen konnte mit

---

<sup>2</sup>Der Entdrosselungsgrad ist eine dimensionslose Größe für den Grad der Entdrosselung eines Verbrennungsmotors, die gemäß DIN 5485 [10] benannt ist und z. B. in van Basshuysen [11, S.38] und Stiebels et al. [12, S.160] Verwendung findet.

einem zu Forschungszwecken aufgebauten, überstöchiometrisch betriebenen Ottomotor sehr niedrige spezifische Kraftstoffverbräuche auf dem Niveau eines damaligen Dieselmotors bei erhöhtem Komfort erreichen [14, 15].

Im Mai des Jahres 1984 führte schließlich der japanische Automobilhersteller Toyota den weltweit ersten Ottomotor mit Magerbrennverfahren in einem Serienfahrzeug ein [16]. Der zunächst nur auf dem japanischen Markt im Toyota Carina erhältliche Vierzylindermotor mit der Bezeichnung 4A-ELU hatte einen Hubraum von 1,6 Liter und verfügte über zwei Ventile für den Gaswechsel. Das neu entwickelte Brennverfahren mit der Bezeichnung „Toyota Lean Combustion System“ war gekennzeichnet durch eine Regelung des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses und eine Lambdasonde im Abgaskrümmen. Erst ab dem Jahr 1988 war auch auf dem europäischen Markt im Toyota Carina II ein Magermotor mit dem Toyota Magerkonzept der so genannten zweiten Generation erhältlich [16]. Bei dem unter der Bezeichnung 4A-FE angebotenen Aggregat handelte es sich ebenfalls um einen 1,6-l-Vierzylindermotor, der jedoch statt mit zwei Ventilen wie beim 4A-ELU mit vier Ventilen für den Gaswechsel ausgestattet war und dessen Verbrennung besonders hinsichtlich der Abgasemissionen optimiert wurde.

Zu Beginn der neunziger Jahre erschien neben dem nochmals weiterentwickelten Toyota-Magerkonzept der so genannten dritten Generation mit dem Mitsubishi-Vertical-Vortex-engine ein Magermotor, der sich durch eine Ladungsschichtung<sup>3</sup> auszeichnete [17]. So verfügte der Motor mit Dreiventiltechnik und äußerer Gemischbildung über zwei Einlasskanäle je Zylinder, wobei nur in einem der beiden Kanäle der Luft Kraftstoff beigemischt wurde, um im Brennraum eine Ladungsschichtung zu erreichen. Die zwei sich im Brennraum bildenden und namensgebenden, vertikalen Wirbel waren notwendig, um ein Durchbrennen im Magerbetrieb durch die gesteigerte Turbulenz zum Zündzeitpunkt zu gewährleisten.

Ebenfalls in den frühen neunziger Jahren brachte der Fahrzeughersteller Honda den in Deutschland verfügbaren Civic VEi auf den Markt [18]. Der 1,5-l-

---

<sup>3</sup> Die Schichtung der Ladung – der sog. Schichtladungsbetrieb – ist dadurch gekennzeichnet, dass zum Zündzeitpunkt nur im Bereich der Zündkerze ein zündfähiges Gemisch vorliegt und das lokale Luft-Kraftstoff-Verhältnis mit zunehmendem Abstand zur Zündkerze deutlich größer wird. Dadurch sind sehr hohe Luft-Kraftstoff-Verhältnisse darstellbar und der Wandwärmeübergang wird gesenkt, was mit einer deutlichen Verringerung des Kraftstoffverbrauchs einhergeht.

Reihenvierzylindermotor mit Vierventiltechnik des Honda Civic VEi zeichnete sich durch die abgewandelte variable Ventilsteuerung namens VTEC-E aus, die nicht wie die konventionelle variable Ventilsteuerung von Honda die Leistung des Verbrennungsmotors bei hohen Drehzahlen optimierte, sondern dessen Effizienz bei niedrigen Drehzahlen steigern sollte. Die verbesserte Gemischaufbereitung bei niedrigen Drehzahlen ermöglichte sehr hohe Luft-Kraftstoff-Verhältnisse und trug damit dazu bei den Kraftstoffverbrauch und als Folge den CO<sub>2</sub>-Ausstoß des Fahrzeugs weiter zu senken.

Mit der Serienreife von Ottomotoren mit innerer Gemischbildung, die prinzipbedingt einen Vorteil bzgl. der Schichtung der Ladung und die Möglichkeit von wesentlich höheren globalen Luft-Kraftstoff-Verhältnissen bieten, gerieten überstöchiometrisch betriebene Ottomotoren mit äußerer Gemischbildung sowohl mit homogenem als auch heterogenem Brennverfahren in den Hintergrund [11]. Die großen Fortschritte auf dem Gebiet der Abgasnachbehandlung, die neue Abgasnachbehandlungssysteme für die ottomotorische Verbrennung mit Luftüberschuss in Aussicht stellten [19 – 27], führten dazu, dass die Entwicklung von Ottomotoren mit Direkteinspritzung weiter intensiviert wurde.

Im Jahr 1996 brachte der Automobilhersteller Mitsubishi im Pkw-Modell Galant den ersten Viertakt-Schichtladungsmotor mit Direkteinspritzung in die Serienfertigung [26, 28]. Der als GDI-Motor bezeichnete Motor stellte die Grundlage einer langfristigen Strategie zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs von Kraftfahrzeugen mit einem ottomotorischen Antrieb dar [29]. Im darauf folgenden Jahr führte der japanische Wettbewerber Toyota seinen ersten Magermotor mit Direkteinspritzung und NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysator (NSK) auf dem japanischen Markt ein [30]. Der Reihenvierzylindermotor mit Vierventiltechnik und einem Hubraum von 1998 ccm zeichnete sich neben einem Einspritzsystem mit seitlicher Injektorlage und einem Systemdruck von 120 bar durch den Einsatz einer Drallklappe in einem der beiden Ansaugkanäle pro Zylinder aus, die eine gute Gemischaufbereitung im Schichtladungsbetrieb sicherstellen sollte.

Nachdem Volkswagen als erster deutscher Automobilhersteller im Jahr 2000 mit dem Pkw-Modell Lupo FSI einen Ottomotor mit Direkteinspritzung eingeführt hatte

[31, 32], stellte Mercedes-Benz im Jahr 2002 mit dem M271DE den ersten aufgeladenen Ottomotor mit Direkteinspritzung vor [33]. Der Mitbewerber Audi bot im Pkw-Modell A4 ebenfalls ab 2002 einen Ottomotor mit Direkteinspritzung und Schichtladungsbetrieb an [34]. Die genannten Schichtladungsmotoren von VW, Mercedes-Benz und Audi kennzeichneten sich durch eine seitliche Injektorlage, einen  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysator und eine gesteuerte Ladungsbewegungsklappe im Ansaugkanal, sodass eine gerichtete Ladungsbewegung dargestellt werden konnte.

Aufgrund der Tatsache, dass die damals serienmäßig verfügbaren Injekortechнологien nicht ausreichten, um ein thermodynamisch günstigeres, strahlgeführtes Brennverfahren zur Serienreife zu entwickeln [35], verfügte der M271DE wie die bereits vorgestellten Schichtladungsmotoren der Wettbewerber über ein wand-/luftgeführtes Brennverfahren. Erst durch weitere Untersuchungen, wie sie von Rößler [36] und Karl et al. [37] beschrieben sind, konnten wichtige Erkenntnisse zur Entwicklung strahlgeführter Brennverfahren bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung gewonnen werden, die schlussendlich dazu beitrugen, dass im Jahr 2006 weltweit erstmalig ein Ottomotor mit Piezo-Benzindirekteinspritzung und strahlgeführtem Brennverfahren von Mercedes-Benz mit der internen Bezeichnung M272DE35 vorgestellt werden konnte [35]. Die in Zusammenarbeit mit der Robert Bosch GmbH entwickelten Piezo-Injektoren mit nach außen öffnender Düse (A-Düse) gewährleisteten die für ein strahlgeführtes Brennverfahren notwendige Strahlstabilität und ermöglichten darüber hinaus durch die sehr schnellen Schaltzeiten die Möglichkeit der Mehrfacheinspritzung von kleinen Kraftstoffmengen in den Kompressionshub. Im darauffolgenden Jahr stellte BMW ebenfalls Ottomotoren mit strahlgeführtem Brennverfahren vor, die über in Zusammenarbeit dem Automobilzulieferer Siemens VDO entwickelte Piezo-Injektoren verfügten, die ebenfalls als A-Düse ausgeführt waren [38].

Im Jahr 2010 begann Mercedes-Benz mit der Ablösung des Schichtladungsmotors M272DE35 durch einen neu entwickelten Schichtladungsmotor mit der internen Bezeichnung M276 [39]. Dieses auf Basis des M272DE35 weiterentwickelte Aggregat zeichnet sich insbesondere durch den Einsatz einer schnellen Mehrfachfunkenzündung, der sog. „multi spark ignition“ (MSI), sowie durch neue Betriebsarten neben dem Schichtladungsbetrieb aus. Die Betriebsart „Homogen Schicht“ (HOS) erweitert

den Kennfeldbereich des Motors, in dem dieser mit Luftüberschuss – und damit kraftstoffverbrauchsgünstig – betrieben wird. Die Betriebsart „Homogen Split“ (HSP) teilt die Einspritzung im Kennfeldbereich mit stöchiometrischer Verbrennung in einen großen Kraftstoffanteil bestehend aus einer oder mehreren, frühen Einspritzungen in den Saughub und eine sehr kleine Einspritzung in den Kompressionshub, um die Verbrennung durch die letzte Einspritzung, die sog. Zündeinspritzung, zu stabilisieren.

Eine weitere Ausdehnung des überstöchiometrisch betriebenen Kennfeldbereichs kann durch die Aufladung des Schichtladungsmotors mit strahlgeführtem Brennverfahren erreicht werden und birgt weiteres Potenzial zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs [40].

Seit dem Frühling des Jahres 2013 bietet Mercedes-Benz den weltweit ersten Vierzylinder-Schichtladungsmotor mit strahlgeführtem Brennverfahren und Aufladung an, zu dem nähere Details z. B. bei Vent et al. [41] zu finden sind. Mit der Einführung in dem Pkw-Modell der E-Klasse handelt es sich dabei gleichzeitig um den ersten Schichtladungsmotor mit strahlgeführtem Brennverfahren und Aufladung, der in hohen Stückzahlen hergestellt wird. Durch das von dem Sechszylindermotor M276 abgeleitete Brennverfahren erreicht das Pkw-Modell E 250 im Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) einen kombinierten Kraftstoffverbrauch von 5,8 l/100 km, was einem CO<sub>2</sub>-Ausstoß von 135 g/km entspricht [42]. Damit liegt der E 250 als einziger Pkw mit ottomotorischem Antrieb in diesem Fahrzeugsegment in der Effizienzklasse A.

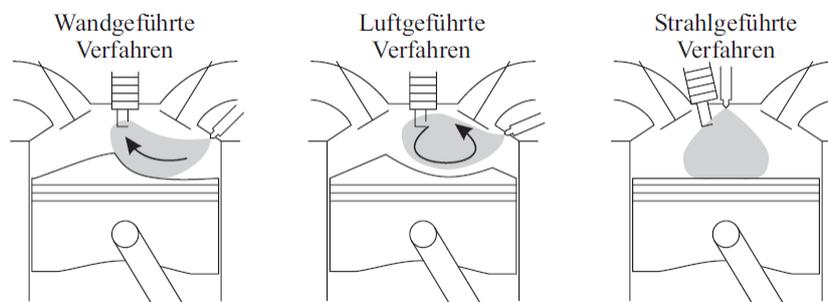
## 3.2 Stand der Technik

Durch konsequentes Downsizing und die damit einhergehenden Optimierungen am Ottomotor konnten in der Vergangenheit signifikante Kraftstoffverbrauchsreduzierungen erreicht werden [43, 44]. Es ist jedoch zunehmend erkennbar, dass eine weitere deutliche Verringerung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes von Ottomotoren nur durch die Entwicklung überstöchiometrischer Teillastbrennverfahren möglich sein wird. Durch den überstöchiometrischen Betrieb des Verbrennungsmotors ist in Kombination mit weiteren weiterentwickelten Technologien eine Verbesserung des effektiven Wir-

kungsgrades auf 40 % und sogar darüber hinaus ausgehend von 25 % für den stöchiometrischen Betrieb zu erwarten [4]. Die folgenden Kapitel 3.2.1 bis 3.2.6 zeigen den Stand der Technik moderner Magermotoren auf und beinhalten eine Beschreibung der wesentlichen Technologiebausteine aktueller Magerbrennverfahren, die zur Entwicklung neuer Magerbrennverfahren in gleicher oder weiterentwickelter Form zur Verfügung stehen.

#### 3.2.1 Ottomotorischer Schichtladungsbetrieb

Der ottomotorische Schichtladungsbetrieb kennzeichnet sich durch eine heterogene Verteilung des Luft-Kraftstoff-Gemischs im Brennraum, die erst durch die innere Gemischbildung, d. h. den Einsatz der Benzindirekteinspritzung, in vollem Umfang genutzt werden kann. Diese ungleichmäßige Kraftstoffverteilung im Brennraum ist notwendig, um die im Schichtladungsbetrieb angestrebten, hohen globalen Luft-Kraftstoff-Verhältnisse, die zu einer signifikanten Verringerung des Kraftstoffverbrauchs (siehe auch Kapitel 3) führen, zu erreichen. Während das Luft-Kraftstoff-Verhältnis nahe der Brennraumwand sehr hohe Werte annimmt, da sich dort überwiegend oder gar ausschließlich reine Luft befindet, sollte im Bereich der Zündkerze zum Zündzeitpunkt (ZZP) annähernd ein stöchiometrisches Luft-Kraftstoff-Verhältnis vorliegen, um die Entflammung zu verbessern und einen aussetzerfreien Betrieb des Motors zu gewährleisten. Abhängig von dem Mechanismus, der dem Kraftstofftransport vom Düsenaustritt zur Zündkerze zu Grunde liegt, wird im Schichtladungsbetrieb zwischen wandgeführten, luftgeführten und strahlgeführten Verfahren unterschieden. Die Abbildung 3.1 illustriert den Mechanismus des Kraftstofftransports in Abhängigkeit des jeweiligen Verfahrens [45].



**Abbildung 3.1:** *Brennverfahren bei innerer Gemischbildung* [45]

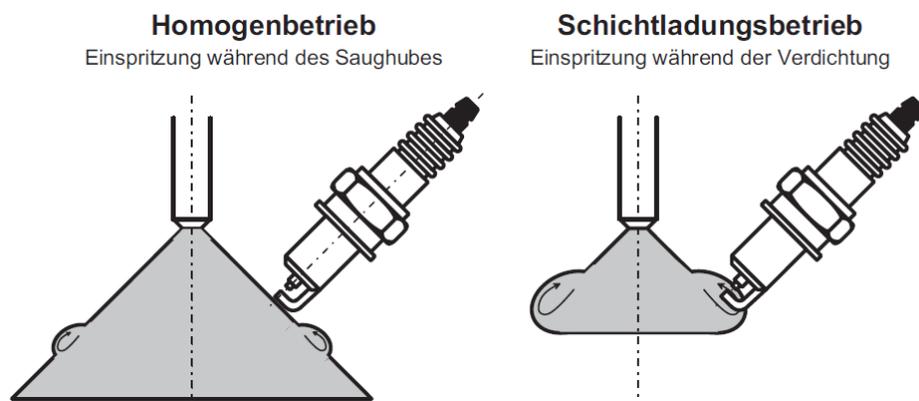
Wandgeführte Brennverfahren kennzeichnen sich durch eine Strahlumlenkung an einer Brennraumwand, durch die der Kraftstoff zur Zündkerze transportiert wird. Der Kraftstoffstrahl wird von dem sich in der Regel in seitlicher Einbaulage befindlichen Injektor in Richtung des Kolbenbodens eingespritzt und dort von einer speziell geformten Kolbenmulde (siehe Abbildung 3.1) in Richtung des Brennraumdachs und der Zündkerze umgelenkt. Oft wird diese Bewegungsrichtung durch eine gerichtete Ladungsbewegung unterstützt. Der bereits in Kapitel 3.1 genannte GDI-Motor von Mitsubishi aus dem Jahr 1996 kennzeichnete sich durch ein wandgeführtes Schichtladungsbrennverfahren und verfügte über eine gerichtete, walzenförmige Ladungsbewegung, die als Reverse-Tumble bezeichnet (siehe Kapitel 3.2.4) und durch steil nach unten geführte Einlasskanäle erzeugt wird [28, 46]. Die Schichtladungsmotoren von Toyota arbeiteten ebenfalls nach dem wandgeführten Verfahren [47 – 49]. Zur Erzeugung einer drallförmigen Ladungsbewegung mit dem Ziel einer Unterstützung der Gemischbildung verfügte bereits der erste Schichtladungsmotor von Toyota über eine Klappe in einem der beiden Ansaugkanäle pro Zylinder [30].

Sämtlichen Motoren mit wandgeführtem Brennverfahren gemeinsam ist die für die Kraftstoffstrahlumlenkung notwendige tiefe Mulde in dem asymmetrisch gestalteten Kolben. Die Strahlumlenkung an Zylinderwand und Kolbenboden hat einen erhöhten Wandwärmeübergang zur Folge und führt dazu, dass die Brennraumwände durch größere Mengen Kraftstoff benetzt werden, was wiederum HC-Anlagerungen zur Folge hat [11]. Eine weitere Charakteristik wandgeführter Brennverfahren ist die Notwendigkeit des Androsselns und der große Abstand zwischen seitlichem Injektor und im Brennraum zentral angeordneter Zündkerze [50]. Der frühe Zeitpunkt der Kraftstoffeinspritzung ist der langen Gemischbildungszeit geschuldet, die wiederum aus dem großen räumlichen Abstand resultiert [51].

Luftgeführte Brennverfahren kennzeichnen sich dadurch, dass die Bewegung der Luft im Brennraum den dominierenden Mechanismus für den Kraftstofftransport vom Düsenaustritt zur Zündkerze darstellt. Ähnlich wie beim wandgeführten Brennverfahren weist der Kolben eine spezielle Geometrie auf (Abbildung 3.1), welche die notwendige Ladungsbewegung unterstützt. Ein wesentlicher Unterschied zum wandgeführten Brennverfahren stellt die idealerweise vollständige Vermeidung von Kraftstoffanlagerungen an der Brennraumwand dar, was gleichzeitig den wesentlichen Vorteil dieses Verfahrens darstellt. In der Praxis zeigt sich allerdings, dass

die Umsetzung eines luftgeführten Verfahrens ohne nennenswerte Führung durch die Brennraumwände kaum umsetzbar und die Abgrenzung des luftgeführten zum wandgeführten Verfahrens mehr oder weniger fließend ist [52, S.82f]. Das luftgeführte Brennverfahren ist durch unvermeidbare Schwankungen der Ladungsbewegung als deutlich sensibler anzusehen [53–55]. Hinsichtlich der Wandwärmeverluste sowie der Notwendigkeit des Androsselns ist das luftgeführte Verfahren mit dem wandgeführten Verfahren vergleichbar. Der bereits in Kapitel 3.1 genannte Schichtladungsmotor des Automobilherstellers Audi ist der Gruppe von Motoren mit luftgeführtem Brennverfahren zuzuordnen [11].

Strahlgeführte Brennverfahren kennzeichnen sich dadurch, dass der Kraftstofftransport vom Düsenaustritt zur Zündkerze durch die Dynamik des Kraftstoffstrahls selbst dominiert wird. Wie in Abbildung 3.1 ersichtlich weisen der zentral im Brennraumdach angeordnete Injektor und die Zündkerze einen geringen Abstand zueinander auf, was dazu führt, dass die Gemischbildungszeit sehr kurz ist und die Einspritzung des Kraftstoffs sehr spät in den Kompressionshub erfolgen kann. In der Vergangenheit haben Untersuchungen gezeigt, dass bei strahlgeführten Brennverfahren die Verwendung einer nach außen öffnenden Düse (A-Düse) zu bevorzugen ist [36, 56]. Damit ist es möglich, die Anordnung von Zündkerze und Injektor so zu wählen, dass die Zündkerze bei der Einspritzung in den Kompressionshub im relativ stabilen Rezirkulationsgebiet, dem sog. Kopfwirbel, des Kraftstoffstrahls liegt. Die Abbildung 3.2 veranschaulicht den Gemischbildungsvorgang im Schichtladungsbetrieb mit einer A-Düse.



**Abbildung 3.2:** Direkteinspritzung in Saug- und Kompressionshub [36]

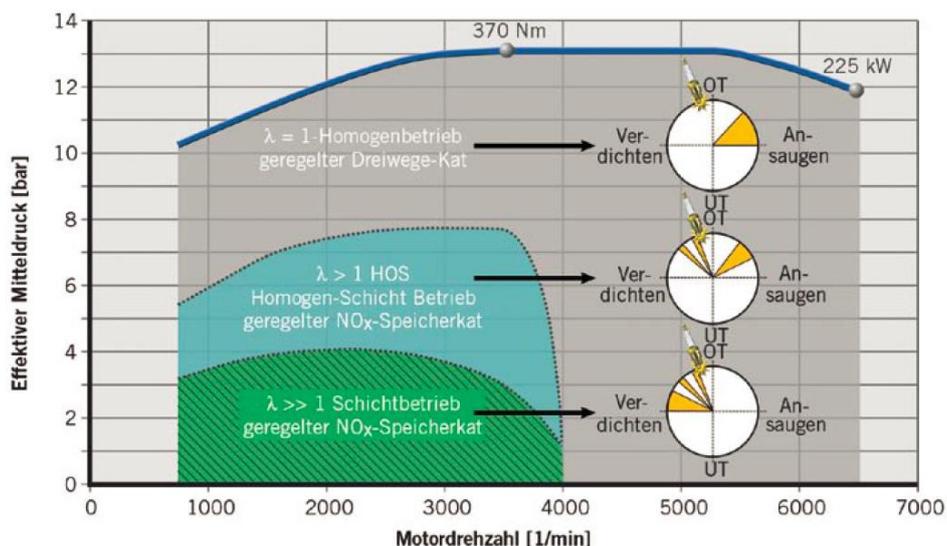
Die sehr kompakte Gemischwolke mit scharfer Abgrenzung zur Umgebung erlaubt hohe Gradienten des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses, verringert durch die nicht vorhandene Interaktion mit Brennraumwänden das Risiko einer Benetzung der selbigen durch flüssigen Kraftstoff und trägt darüber hinaus dazu bei, die Wandwärmeverluste deutlich zu reduzieren. Des Weiteren ergeben sich im stöchiometrischen Betrieb bei höherer Motorlast Vorteile bzgl. der Klopfneigung des Motors durch die kompakte Brennraumform und kurze Flammwege [57]. Darüber hinaus führt die frühe Einspritzung des Kraftstoffs in den Saughub bei höherer Last zu einer besseren Aufbereitung des homogenen Luft-Kraftstoff-Gemischs. Als Nachteile strahlgeführter Brennverfahren sind die hohen Anforderungen an die Qualität und die Langzeitstabilität des Kraftstoffstrahls, die Sensibilität bzgl. der Brennraum- und Kanalgestaltung und die Benetzung der Zündkerze mit flüssigem Kraftstoff zu nennen [58].

Moderne Schichtladungsmotoren wie z. B. die bereits in Kapitel 3.1 erwähnten Schichtladungsmotoren von Mercedes-Benz zeichnen sich durch ein strahlgeführtes Brennverfahren aus und verfügen darüber hinaus über ein großes Technologieportfolio, um die anspruchsvollen CO<sub>2</sub>- und Kraftstoffverbrauchsziele zu erreichen. Zu den eingesetzten Technologiebausteinen gehören neben der BDE mit zentraler Injektorlage unter anderem eine A-Düse mit piezoelektrischem Antrieb, eine Mehrfachfunktanzündung, variable Nockenwellenversteller sowie eine externe Abgasrückführung [39, 41].

Durch den Einsatz einer A-Düse mit piezoelektrischem Antrieb sind mehrere kurze Kraftstoffeinspritzungen mit variabler Mengenaufteilung darstellbar, die eine Vielzahl von Vorteilen für den ottomotorischen Schichtladungsbetrieb bieten [59]. Dazu gehört neben der Möglichkeit, sehr kleine Kraftstoffmengen zuverlässig und reproduzierbar in den Brennraum einbringen zu können, u. a. die Umsetzbarkeit einer sehr kurzen und späten Kraftstoffeinspritzung zur Stabilisierung der Verbrennung und zur Anhebung der Turbulenz. Insgesamt ergibt sich ein sehr variables Einspritztiming, das für einzelne Betriebspunkte gezielt optimiert werden kann, um so die Verbrennung zu verbessern und den Ausstoß von Schadstoffemissionen zu reduzieren. Die wichtigsten Parameter des Einspritztimings im Schichtladungsbetrieb sind die Einspritzzeiten der bis zu fünf Einspritzungen sowie die Pausenzeiten zwischen den Einspritzungen.

Die Mehrfachfunkenzündung ermöglicht im Vergleich zu Zündsystemen stöchiometrisch betriebener Verbrennungsmotoren die Option, dem entstehenden Zündfunken die elektrische Energie flexibel zuzuführen. Durch diese zweiphasige Energiebereitstellung der MSI-Zündung lässt sich das Robustheitsfenster des Brennverfahrens deutlich erweitern, was eine optimierte Applikation ermöglicht und schlussendlich zu einer Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und der Schadstoffemissionen führt [39].

Der Schichtladungsbetrieb wird bei modernen Schichtladungsmotoren mit strahlgeführtem Brennverfahren durch die Betriebsart „Homogen Schicht“ (HOS) erweitert, um den überstöchiometrisch betriebenen Kennfeldbereich des Schichtladungsmotors aus Verbrauchs- und Schadstoffemissionsgründen zu vergrößern. Der Homogen-Schicht-Betrieb stellt eine Kombination aus dem homogenen Magerbetrieb mit einer frühen Einspritzung in den Saughub zur Erzeugung eines homogenen Basisgemischs und einer späten Einspritzung in den Kompressionshub zur Ladungsschichtung dar [39]. Im Homogen-Split-Betrieb wird die homogene stöchiometrische Verbrennung bei hoher Last durch eine Aufteilung in eine Einspritzung von ca. 95 % der Kraftstoffmenge in den Saughub und eine oder mehrere kleine Zündeinspritzungen aufgeteilt, um die Zyklenschwankung zu verbessern. Die Abbildung 3.3 illustriert die Betriebsarten eines modernen Schichtladungsmotors im Motorkennfeld.



**Abbildung 3.3:** Betriebsarten im Motorkennfeld [60]

Dem Verbrauchsvorteil im geschichteten Teillastbetrieb, der bis zu 20 % betragen kann [61], steht neben den bereits genannten Herausforderungen wie der Robustheit des Brennverfahrens, der Langzeitstabilität des Kraftstoffstrahls und der Qualität der Gemischbildung eine kostenintensive und technologisch anspruchsvolle Abgasnachbehandlung (AGN) gegenüber, die aufgrund der immer strengeren Schadstoffgrenzwerte auch in Zukunft einer Weiterentwicklung bedarf. Aufgrund der Tatsache, dass der Dreiwegekatalysator im überstöchiometrischen Betrieb die Schadstoffemissionen nicht auf das notwendige Maß reduzieren kann, ist der Einsatz eines  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysators notwendig. Für die relativ hohen  $\text{NO}_x$ -Emissionen im Schichtladungsbetrieb sind, wie es z. B. von Eichseder et al. [61] beschrieben wird, zwei Charakteristika maßgebend, welche die Entstehung hoher  $\text{NO}_x$ -Emissionen begünstigen. Zum einen liegen trotz des global hohen Luft-Kraftstoff-Verhältnisses im Brennraum zahlreiche Übergangsbereiche von lokal fetten zu mageren Luft-Kraftstoff-Verhältnissen vor. Zum anderen liegt die Verbrennungsschwerpunktlage<sup>4</sup> ( $H_{50\%}$ ) bei Schichtbrennverfahren aufgrund des unsymmetrischen Brennverlaufs früher als bei der dieselmotorischen Verbrennung, was zu hohen Spitzendrücken und Temperaturen führt. Eine Beschreibung der Möglichkeiten zur verbrennungs- oder abgasnachbehandlungsseitigen Reduzierung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen von Magermotoren ist in den Kapiteln 3.2.3 und 3.2.6 zu finden.

#### **3.2.2 Ottomotorische Selbstzündung**

Bei der ottomotorischen Selbstzündung, die englischsprachig als „Homogeneous Charge Compression Ignition“ (HCCI) oder „Controlled Auto Ignition“ (CAI) bezeichnet wird, handelt es sich um ein homogenes Brennverfahren, das ohne die für konventionelle Ottomotoren typische Fremdzündung auskommt. Klassischerweise wird die Verbrennung durch die Verdichtung des stark verdünnten Luft-Kraftstoff-Gemischs eingeleitet und kann im Wesentlichen nur vor Beginn der Kompression beeinflusst werden, da sie maßgeblich von der Zusammensetzung der Zylinderladung sowie deren Druck- und Temperaturhistorie abhängt [61, 62]. Um die Verdichtungsendtemperatur gezielt zu beeinflussen und damit die Verbrennungseinleitung

---

<sup>4</sup> Als Verbrennungsschwerpunktlage  $H_{50\%}$  wird der Zeitpunkt bezeichnet, zu dem 50 % der eingesetzten Kraftstoffmasse im Brennraum umgesetzt wurden.

zu steuern, bietet sich insbesondere eine variable Ventilsteuerung an. Diese ermöglicht eine Dosierung des Restgasgehalts im Brennraum und somit die Steuerung der Ladungstemperatur. Darüber hinaus bietet die direkte Einspritzung des Kraftstoffs in den Brennraum weitere Möglichkeiten zur Einflussnahme.

Der wesentliche Vorteil der ottomotorischen Selbstzündung liegt in der nahezu simultanen Kraftstoffumsetzung im gesamten Brennraum ohne Flammenfront- oder Diffusionsverbrennung [63]. Somit werden die für die Bildung von  $\text{NO}_x$ -Emissionen notwendigen Temperaturen durch eine Absenkung der Prozesstemperatur nicht erreicht, sodass im Bereich niedriger Lasten im Magerbetrieb u. U. auf eine kostenintensive AGN verzichtet werden kann.

Aufgrund des starken Druckanstiegs und klopfähnlicher Druckschwingungen durch die simultane Kraftstoffumsetzung kann der Verbrennungsmotor im Bereich höherer Motorlasten aus Gründen des Bauteilschutzes nicht mit wirkungsgradoptimaler Verbrennungsschwerpunktlage betrieben werden. In diesem Kennfeldbereich bietet sich statt eines Betriebsartenwechsels zu konventioneller Funkenzündung eine Mischform aus Flammenfront- und Raumzündverbrennung an, die durch den Einsatz einer Wassereinspritzung sogar noch erhebliches Verbesserungspotenzial aufweist [64]. Auf diese Weise ließe sich der Lastbereich der ottomotorischen Selbstzündung mit homogen-magerem Gemisch auf eine indizierte Motorlast von  $p_{mi} = 15$  bar erweitern [64].

Wesentlicher Nachteil der ottomotorischen Selbstzündung ist neben der erforderlichen Hardware die Notwendigkeit der Entwicklung derzeit nicht verfügbarer Motorsteuerungsfunktionalitäten sowie einer Brennraumdruckindizierung. Darüber hinaus erfordert der Magerbetrieb bei höherer Motorlast eine kostenintensive AGN für den erhöhten  $\text{NO}_x$ -Ausstoß wie sie z. B. auch bei anderen Ottomotoren mit Magerbrennverfahren Verwendung findet.

#### **3.2.3 Abgasrückführung**

Die Abgasrückführung (AGR) beschreibt allgemein das Beimischen von bereits verbranntem Gemisch (Restgas) zu der dem Arbeitsprozess zugeführten Frischluft. Beim quantitativ geregelten, stöchiometrisch betriebenen Ottomotor führt dies insbe-

sondere aufgrund des steigenden Saugrohrdrucks zu einer Reduzierung der Ladungswechselperluste und damit schlussendlich zu einer Verringerung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes. Beim qualitätsgeregelten und in der Regel nahezu vollständig entdrosselten Ottomotor ersetzt das zurückgeführte Restgas einen Teil der Frischladung und wird daher primär zur Senkung der Schadstoffrohmissionen, insbesondere der NO<sub>x</sub>-Emissionen, angewandt. Eine detaillierte Beschreibung dieser Anwendung folgt in Kapitel 3.2.3.2. Grundsätzlich wird je nach der Art der Rückführung des Restgases zwischen externer und interner AGR unterschieden.

#### **3.2.3.1 Ausführungsformen der Abgasrückführung**

Die Einteilung in externe und interne AGR erfolgt aufgrund des Weges, den das Restgas zurücklegt, um wieder dem Arbeitsprozess zugeführt zu werden. Im Fall der externen AGR wird das Restgas um den Brennraum herum geführt. Je nach Entnahmestelle und Position der Beimischung zur Frischluft wird zwischen der Hochdruck- und der Niederdruck-AGR unterschieden [65]. Im ersten Fall wird das Restgas im Bereich vor der Turbine entnommen und nach dem Verdichter beigemischt, im Fall der Niederdruck-AGR befindet sich die Entnahmestelle nach der Turbine und die Einspeisung findet vor dem Verdichter statt. Beide Ausführungsformen der externen AGR verfügen über ein Abgasregelventil und können bei Bedarf durch einen Wärmetauscher zur Abkühlung des Restgases ergänzt werden. Um die durch die externe AGR zugeführte Restgasmenge zu quantifizieren, wird der CO<sub>2</sub>-Gehalt im Saugrohr in Relation zum CO<sub>2</sub>-Gehalt im Abgas gebracht und somit die Restgasrate (AGR-Rate) bestimmt. Die externe AGR wird sowohl im Teillastbereich zur Entdrosselung und zur Reduzierung der Schadstoffrohmissionen als auch bei Volllast eingesetzt, um die Klopfneigung zu verringern und die Abgastemperatur zu senken [67].

Die interne AGR ist dadurch gekennzeichnet, dass die Rückführung des Restgases während des Ladungswechsels erfolgt und somit nicht über eine externe Leitung um den Brennraum herum geführt wird. Um Restgas über den Ladungswechsel zurück zu führen, bieten sich drei verschiedene Strategien an: das Rücksaugen von Restgas aus dem Auslasskanal, das Ausschieben von Restgas in den Einlasskanal, das beim nächsten Ansaugen zusammen mit der Frischluft wieder in den Brennraum strömt und das Rückhalten von Restgas im Brennraum. Die beiden erstgenannten Strategien

lassen sich durch eine Vergrößerung der Ventilüberschneidung<sup>5</sup> darstellen. Um den Restgasgehalt durch Rückhalten zu steigern, liegt durch ein frühzeitiges Schließen des Auslassventils und ein verspätetes Öffnen des Einlassventils keine Ventilüberschneidung vor. Während sich die beiden erst genannten Strategien bereits mit einem teilvariablen Ventiltrieb mit Nockenwellenverstellern darstellen lassen, sind für das Rückhalten von Restgas in der Regel darüber hinaus spezielle Nockenformen notwendig, auf die beim Rückhalten von Restgas umgeschaltet werden muss. Im Gegensatz zur externen AGR lässt sich die Restgasrate bei interner AGR nicht über ein CO<sub>2</sub>-Verhältnis bestimmen, sodass zur Quantifizierung des Restgasgehalts eine Ladungswechselrechnung notwendig ist. Gleichung (3.1) veranschaulicht die Berechnung der internen AGR-Rate ( $AGR\text{-}Rate_{\text{intern, stöch.}}$ ) für einen stöchiometrisch betriebenen Ottomotor:

$$AGR\text{-}Rate_{\text{intern, stöch.}} = \frac{m_{\text{Restgas}}}{m_{\text{Restgas}} + m_{\text{Luft}} + m_{\text{Kraftstoff}}} \cdot 100\% \quad (3.1)$$

mit  $m_{\text{Restgas}}$ : Restgasmasse im Zylinder  
 $m_{\text{Luft}}$ : Luftmasse im Zylinder  
 $m_{\text{Kraftstoff}}$ : Kraftstoffmasse im Zylinder

Grundsätzlich hat die interne AGR einen ähnlichen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch und die NO<sub>x</sub>-Emissionen wie die externe AGR. Die Vorteile sind zum einen die in Relation höhere Temperatur, welche die Gemischbildung unterstützt, den Durchbrand und die laminare Brenngeschwindigkeit verbessert sowie die HC-Emissionen und die CO-Emissionen reduziert [61], und zum anderen der Entfall der für die externe AGR notwendigen Peripherie. Nachteilig wirkt sich das heiße Restgas an der Klopfgrenze des Motors aus.

Die Restgasverträglichkeit von Ottomotoren ist begrenzt, da hohe Restgasgehalte und eine etwaige heterogene Verteilung des Restgases im Brennraum zu einer Verschleppung der Verbrennung und einer Zunahme der Zyklenschwankung führen [66]. Daher ist das Bestreben der Motorenentwickler, die Restgasverträglichkeit zu steigern, um das Potenzial der AGR weitestgehend nutzen zu können.

---

<sup>5</sup> Unter Ventilüberschneidung wird der Zeitbereich verstanden, in dem sowohl die Einlassventile als auch die Auslassventile beim Ladungswechsel gleichzeitig geöffnet sind [8].

### 3.2.3.2 Bedeutung der Abgasrückführung für Magerbrennverfahren

Stöchiometrisch betriebene Ottomotoren verfügen heute mit dem Drei-Wege-Katalysator über eine ausreichende und bewährte Technologie zur Abgasnachbehandlung. Bei überstöchiometrisch betriebenen Ottomotoren führt in den entsprechenden Kennfeldbereichen des Magerbetriebs der Sauerstoffüberschuss im Abgas dazu, dass eine Reduktion der  $\text{NO}_x$ -Emissionen mit dem Drei-Wege-Katalysator nicht durchführbar ist [19, 20]. Daher bedürfen Ottomotoren mit Magerbrennverfahren weiterer Maßnahmen zur Reduktion der  $\text{NO}_x$ -Emissionen, wie z. B. des Einsatzes eines  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysators. Neben dieser kostenintensiven Abgasnachbehandlung, die sich aufgrund der notwendigen Regenerationen auch negativ auf den Kraftstoffverbrauch auswirkt, ist daher besonders die Reduzierung der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen durch verbrennungsseitige Maßnahmen zielführend.

Da der überwiegende Teil des  $\text{NO}_x$ -Ausstoßes bei der motorischen Verbrennung aus Stickstoffmonoxid ( $\text{NO}$ ) besteht, das erst unter atmosphärischen Bedingungen zu Stickstoffdioxid ( $\text{NO}_2$ ) umgewandelt wird [68], ist insbesondere die Bildung von  $\text{NO}$  zu vermeiden, um den Ausstoß der  $\text{NO}_x$ -Emissionen zu reduzieren. Die Bildung von  $\text{NO}$  lässt sich in Abhängigkeit des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses bzw. der Temperatur in verschiedene Reaktionspfade unterteilen und ist in Abbildung 3.4 grafisch dargestellt [69].

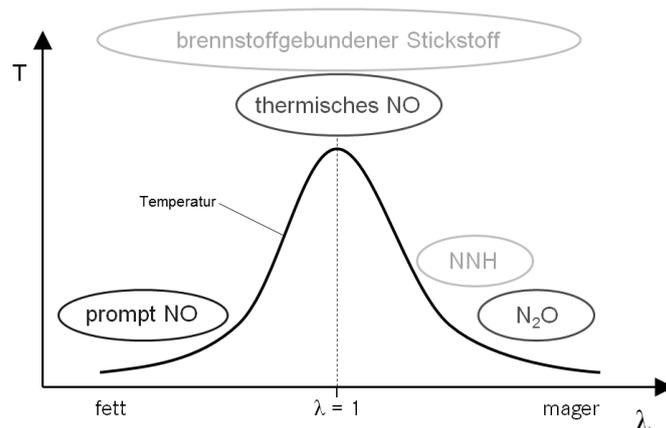


Abbildung 3.4: Typische  $\text{NO}$ -Bildungspfade gemäß [69]

Bei der motorischen Verbrennung entstehen 90 – 95 % der  $\text{NO}_x$ -Emissionen über die thermische  $\text{NO}$ -Bildung, die auch als Zeldovich-Mechanismus bezeichnet wird; Lediglich 5 – 10 % gehen auf die prompte  $\text{NO}$ -Bildung, den sog. Fenimore-

Mechanismus, zurück. Die NO-Bildung über Distickstoffoxid ( $\text{N}_2\text{O}$ ) trägt nur in sehr geringem Maße zu den gesamten  $\text{NO}_x$ -Emissionen bei [68]. Erst bei Luft-Kraftstoff-Verhältnissen von  $\lambda > 1,5$  gewinnt die NO-Bildung über Distickstoffoxid an Bedeutung. Die ebenfalls in Abbildung 3.4 aufgeführten stickoxidbildenden Mechanismen über im Brennstoff gebundenen Sauerstoff oder NNH-Radikale<sup>6</sup> tragen bei der ottomotorischen Verbrennung nur in sehr geringem Maße zur Gesamtmenge der  $\text{NO}_x$ -Emissionen bei und sind daher vernachlässigbar.

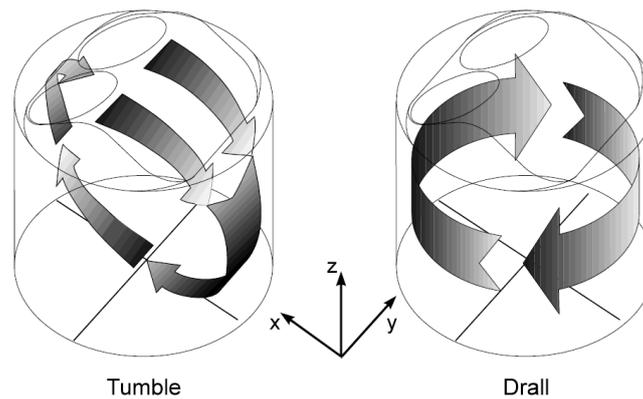
Die verbrennungsseitige Reduktion von thermischem NO stellt demnach also die effektivste Maßnahme zur Senkung der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen des Ottomotors dar. Da die Bildung von thermischem NO in hohem Maße von der Temperatur abhängt, bietet sich demnach insbesondere die AGR zur deutlichen Reduzierung der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen durch eine Absenkung der Prozesstemperatur an. Die geringere Prozesstemperatur resultiert dabei zum einen aus der Zunahme der mitaufzuheizenden Inertgasmasse und zum anderen aus den Stoffeigenschaften des Restgases. Dieses besteht aufgrund des hohen  $\text{CO}_2$ - und  $\text{H}_2\text{O}$ -Anteils überwiegend aus dreiatomigen Molekülen, die eine höhere Wärmekapazität als Luft aufweisen und demnach den Temperaturanstieg während der Verbrennung verringern. Darüber hinaus sinkt beim qualitativ geregelten Ottomotor im ungedrosselten Betrieb der Partialdruck des Sauerstoffs, da ein Teil der Verbrennungsluft durch das zurückgeführte Restgas ersetzt wird [70].

#### **3.2.4 Ladungsbewegung**

Als Ladungsbewegung wird das sich im Brennraum eines Verbrennungsmotors ausbildende Strömungsfeld bezeichnet. Dieses hat erheblichen Einfluss auf die Verbrennung und besteht aus einer globalen, gerichteten Makroströmung und vielen ungerichteten Mikroturbulenzen [43]. Je nach Lage der Rotationsachse der globalen Zylinderinnenströmung wird zwischen Tumble- und Drallströmung unterschieden. Die Abbildung 3.5 veranschaulicht die beiden Strömungen sowie die Lage ihrer Rotationsachsen.

---

<sup>6</sup> Das NNH-Radikal entsteht durch die Reaktion von molekularem Stickstoff ( $\text{N}_2$ ) mit Wasserstoff (H). Durch die Oxidation des NNH-Radikals entsteht NO und NH, das unter mageren, vorgemischten Bedingungen wiederum zu NO oxidiert wird [69].



**Abbildung 3.5:** *Tumble- und Drallströmung* [71]

Die Rotationsachse der Tumbleströmung liegt idealerweise senkrecht zur Zylinderlängsachse und beschreibt demnach ein walzenförmiges Strömungsfeld, das durch einen Strömungsabriss der beim Ansaugen einströmenden Frischluft an der Ventilunterseite entsteht. Im Verlauf der Kompression zerfällt die Tumbleströmung in ein hochturbulentes Strömungsfeld und bietet somit sehr gute Voraussetzungen für die Verbrennung [43]. Begünstigt wird die Tumbleströmung z. B. durch einen entsprechend ausgeführten Ansaugkanal oder Ventilwinkel, eine variable Tumbleklappe oder eine Ventilmaskierung.

Der bereits in Kapitel 3.2.1 erwähnte GDI-Motor von Mitsubishi aus dem Jahr 1996 verfügte über einen sog. Reverse-Tumble, dessen Drehrichtung der der konventionellen Tumbleströmung entgegengesetzt ist. Dadurch war es möglich in Verbindung mit der gewählten Brennraumgestaltung die Entflammung des überstöchiometrischen Luft-Kraftstoff-Gemischs mit dem wandgeführten Schichtladungsbrennverfahren sicherzustellen.

Die Rotationsachse der Drallströmung ist idealerweise die Zylinderlängsachse selbst. Im Gegensatz zur Tumbleströmung bleibt die Drallströmung während der Kompression, Verbrennung und Expansion weitgehend erhalten und führt folglich nicht zu einer hohen Turbulenz beim Verbrennungsprozess [43]. Zur gezielten Beeinflussung der Drallströmung haben sich bei Mehrventilmotoren z. B. die Auslegung spezieller Drallkanäle oder die Abschaltung eines Einlasskanals bewährt, die zu einem asymmetrischen Einströmen der Frischluft in den Brennraum führen.

Allgemein gilt, dass eine intensive Zylinderinnenströmung die Gemischbildung unterstützt und eine schadstoffarme, effiziente Verbrennung ermöglicht. Eine Erhö-

hung der Ladungsbewegung führt zu einer Stabilisierung der Verbrennung und zu einer Abnahme der Zyklenschwankung [71]. Dadurch lässt sich die Ladung mit höheren Luft- oder Restgasanteilen verdünnen, wodurch eine Senkung des Kraftstoffverbrauchs und des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes sowie eine Verringerung der Schadstoffemissionen ermöglicht werden.

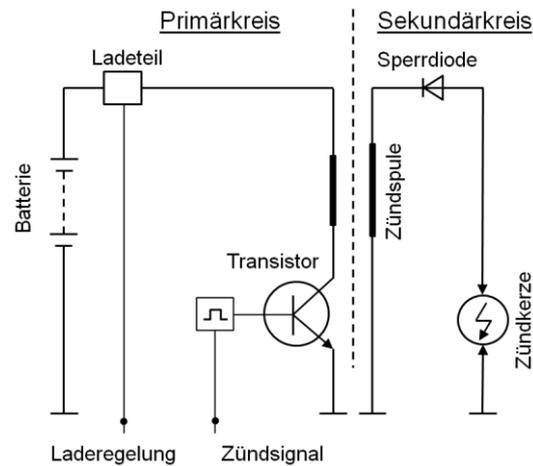
Im Allgemeinen bedürfen homogene Brennverfahren aus den oben genannten Gründen einer hohen Ladungsbewegung, wohingegen sie bei strahlgeführten Brennverfahren mit Schichtladungsbetrieb aufgrund einer eventuellen Verwehung des Kraftstoffstrahls eher ungünstig ist.

#### **3.2.5 Zündsystem**

Der konventionelle, fremdgezündete Ottomotor benötigt zur Entflammung des verdichteten Luft-Kraftstoff-Gemischs ein Zündsystem. Aktuelle Ottomotoren verfügen in der Regel über eine Hochspannungs-Funkenzündung, die sich nicht zuletzt aufgrund des günstigen Kosten-Nutzen-Verhältnisses durchgesetzt hat [72]. Sie erlaubt ein zwischenzeitiges Abspeichern einer geeigneten Energiemenge, die anschließend mit ausreichend hoher Spannung je Zündimpuls zum Zündzeitpunkt zur Verfügung gestellt werden kann [61]. Grundsätzlich wird bei diesen Zündsystemen zwischen induktiver und kapazitiver Energiespeicherung unterschieden, wobei sich in der Automobilindustrie überwiegend erstere in Form von Spulenzündanlagen etabliert haben.<sup>7</sup> Ein solches Transistorspulenzündsystem (TSZ) besteht im Wesentlichen aus der Zündspule als induktivem Energiespeicher und Spannungstransformator, einem Transistor und der Zündkerze [61]. Die Abbildung 3.6 veranschaulicht schematisch den Aufbau eines TSZ.

---

<sup>7</sup> Zur Funktionsweise von Zündsystemen mit kapazitiver Energiespeicherung sei auf Eichlseder et al. [61] und Feßler [73] verwiesen.



**Abbildung 3.6:** Schematische Darstellung des Transistorspulenzündsystems [61]

Wie im Ersatzschaltbild in Abbildung 3.6 zu erkennen ist, beinhaltet das TSZ einen Primär- und einen Sekundärstromkreis. Bei geschlossenem Stromkreis fließt von der Batterie ein exponentiell ansteigender Strom durch die Niederspannungs- oder Primärwicklung der Zündspule und lädt diese somit auf, bis die vorgegebene Schließzeit<sup>8</sup> erreicht ist und der Stromkreis durch den Transistor geöffnet wird. Infolge des unterbrochenen Stromflusses durch die Niederspannungswicklung ergibt sich eine schnelle Änderungen des magnetischen Feldes, was wiederum dazu führt, dass in der Hochspannungs- oder Sekundärwicklung der Zündspule eine hohe Spannung induziert wird, die schlussendlich zur Entladung durch den Überschlag des Zündfunken führt.

Das Angebot der Hochspannung, der Anstieg der selbigen an der Zündkerze, die Funkenenergie und die Dauer des Zündfunken sind charakteristische Größen von Zündanlagen [61]. Bedingt durch die Tatsache, dass sich die Parameter Stromverlauf, Spuleninduktivität und –widerstand individuell verändern lassen, können TSZ gezielt durch die Modifikation der o. g. Größen an die Anforderungen unterschiedlicher Brennverfahren angepasst und somit die ottomotorische Verbrennung für verschiedene Motorkonzepte optimiert werden.

Die Anforderungen an das Zündsystem steigen mit dem Anspruch, den CO<sub>2</sub>-Ausstoß und die Schadstoffemissionen von ottomotorisch betriebenen Pkw stetig zu

---

<sup>8</sup> Als Schließzeit wird das Zeitintervall bezeichnet, in dem auf der Primärseite des Zündsystems ein Strom fließt. Die Bezeichnung rührt von Zündkontakten oder Unterbrecherkontakten älterer Zündanlagen her, durch die der Stromfluss durch ein mechanisches Schließen des Primärstromkreises gesteuert werden konnte.

verringern. Besonders anspruchsvoll ist die sichere Entflammung bei hoher Ladungsverdünnung, bei hohem Zylinderdruck zum Zeitpunkt der Zündung sowie in Verbindung mit einer hohen Ladungsbewegung und steigender Turbulenz [74]. Veränderungen, die diese Anforderungen erfüllen könnten, wie z. B. eine Steigerung der Funkenenergie, ziehen weitere Maßnahmen nach sich, um z. B. einem erhöhten Verschleiß an der Zündkerze entgegenzuwirken. Darüber hinaus wird die Zündkerze durch eine Steigerung der Motorlast höheren Temperaturen ausgesetzt, was zu einer höheren thermischen Beanspruchung führt. Bei heterogenen Brennverfahren mit Schichtladung besteht außerdem die Gefahr einer Benetzung der Zündkerze durch flüssigen Kraftstoff (siehe Kapitel 3.2.1).

Die stetig steigenden Anforderungen an zukünftige Zündsysteme haben zu einer Vielzahl an Entwicklungsansätzen geführt, die sich in zwei Kategorien, die Weiterentwicklung konventioneller Funkenzündsysteme und die Neuentwicklung alternativer Zündsysteme, einordnen lassen. Zu ersterer gehören z. B. die Entwicklung der bereits in Kapitel 3.2.1 beschriebene Mehrfachfunkenzündung (MSI) oder eine Steigerung der durch den Zündfunken eingebrachten Energiemenge, die bereits in der Serienfertigung von modernen Pkw-Ottomotoren Anwendung finden. Ebenfalls eine Weiterentwicklung konventioneller Funkenzündsysteme stellt ein System mit der parallelen Anordnung zweier Zündspulen dar, die durch eine wechselseitige Entladung eine erhebliche Steigerung der Zündfunkendauer erlauben [75]. Diese Systeme befinden sich noch in der Entwicklungsphase [75].

Zur Kategorie der Neuentwicklung alternativer Zündsysteme gehören z. B. die Plasmastrahlzündung (PSZ), die Laserzündung oder die Hochfrequenz-Corona-Zündung (HFC). PSZ verfügen über eine spezielle Plasmastrahlzündkerze, die durch ein kleines Volumen im vorderen Bereich der Zündkerze mit sehr kleinen Öffnungen in Richtung des Brennraums gekennzeichnet ist. Das sich innerhalb dieses Volumens befindende Gas wird vollständig ionisiert, wodurch ein energiereiches Plasma entsteht, das in Folge hoher Radikalkonzentration, hoher Temperatur und der daraus resultierenden thermischen Expansion mit hoher Austrittsgeschwindigkeit tief in die Zylinderladung eindringt und somit zu einer großflächigen Entflammung führt [73]. Dem motorischen Verbesserungspotenzial von PSZ stehen jedoch Nachteile wie

hoher Energiebedarf und hoher Verschleiß gegenüber, die bisher einem breiten Serieneinsatz entgegenstanden [61].

Auch bei Laserzündsystemen wird die Verbrennung durch die Erzeugung eines Plasmavolumens eingeleitet. Dazu wird mindestens ein Laserimpuls, der durch ein optisches System bestehend aus Lichtleiter, Fokussierung und Brennraumfenster in den Brennraum geleitet wird, fokussiert und in Folge dessen ein hochionisiertes Plasma zur Entflammung des Luft-Kraftstoff-Gemischs gebildet. Neben den im Vergleich zu PSZ zusätzlichen Vorteilen wie der Fokuspositionierung oder der Unempfindlichkeit gegenüber der Zylinderinnenströmung sind jedoch Eigenschaften wie der geringe Wirkungsgrad, die Einschränkungen bei der Anwesenheit von Kraftstoff in der Flüssigphase sowie der Einsatz optischer Elemente im Brennraum als kritisch zu betrachten [61, 76].

Der Hochfrequenz-Corona-Zündung (HFC) werden für zukünftige Brennverfahren hohe Zukunftschancen eingeräumt [77]. Maßgebend dafür ist deren charakteristische Eigenschaft, die Entflammung zeitgleich an mehreren Orten im Brennraum einzuleiten, was signifikante Vorteile bzgl. der Verbrennung inhomogener oder stark verdünnter Luft-Kraftstoff-Gemische verspricht.

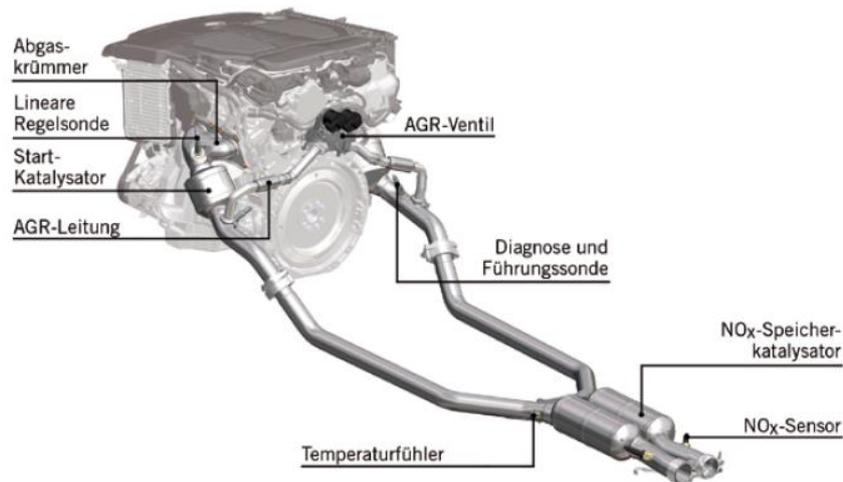
Während die Zündkerze konventioneller Funkenzündsysteme über eine Mittel- und Massenelektrode verfügt, zwischen der sich der Zündfunken ausbildet, stellt die Corona-Zündkerze selbst die Mittelelektrode dar, während der Brennraum als Massenelektrode fungiert. Die Corona-Zündkerze verfügt über mehrere sog. Igniterspitzen, an denen eine hochfrequente Wechselspannung erzeugt wird, die zur Ausbildung eines stark inhomogenen elektrischen Feldes führt [74]. Entscheidend für die Erzeugung unvollständiger Plasmakanäle ist die lokale Feldstärke [78]. Im Bereich der negativen Igniterspitze ist die lokale Feldstärke größer als die kritische Ionisationsfeldstärke, wodurch es zu einer lawinenartigen Vermehrung der Ladungsträger innerhalb des elektrischen Feldes mit hoher Feldstärke, dem sog. Lawinenwachstum, kommt [78]. Mit zunehmendem Abstand zur Igniterspitze nimmt die lokale Feldstärke ab bis sie die kritische Ionisationsfeldstärke unterschreitet und es zur Lawinenabnahme kommt. Durch den starken Abfall der elektrischen Feldstärke in Richtung der Brennraumwand ist eine Isolierung gegen Masse gegeben, was zu einem

hohen Gesamtwiderstand und geringen Stromstärken führt. Durch den Lawinenstart ausgehend von der Igniterspitze wachsen sog. Streamer in das feldschwache Gebiet. In Folge dessen weisen die Elektronen eine hohe kinetische Energie auf und führen zur Erzeugung eines Gebiets hoher Radikaldichte, was wiederum zur Entflammung des Luft-Kraftstoff-Gemischs führt [74].

Um die Potenziale der HFC nutzen zu können, muss das durch die Streamer erfasste Volumen, die sog. Corona, auf die maximal mögliche Größe ausgedehnt werden, ohne dass es zu einem vollständigen Funkendurchschlag, dem sog. Leaderdurchschlag, kommt. Eine nähere Beschreibung des Leaderdurchschlags in Folge eines Streamer-Leader-Übergangs ist in EEH High Voltage Laboratory [78] zu finden. Die Regelung der Größe der Corona sowie der Verschleiß und die Langzeitstabilität der Hardware stellen derzeit die größten Herausforderungen bei der Entwicklung von HFC dar.

#### **3.2.6 Abgasnachbehandlung**

Der überstöchiometrische Betrieb des Ottomotors stellt aufgrund des Sauerstoffüberschusses im Abgas erhöhte Anforderungen an das Abgasnachbehandlungssystem, die zusätzlich zu den Bestandteilen der konventionellen Abgasanlage den Einsatz von  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysatoren (NSK) und der benötigten Peripherie notwendig machen. Somit besteht die Abgasanlage eines Magermotors u. a. aus einer zusätzlichen Lambdasonde, einem motornahen Dreiwegekatalysator, dem NSK sowie einem Temperatur- und einem  $\text{NO}_x$ -Sensor. In Abbildung 3.7 ist exemplarisch der motornaher Teil der zweiflutigen Abgasanlage des bereits erwähnten Magermotors M276 von Mercedes-Benz dargestellt.



**Abbildung 3.7:** *Abgasanlage des MB-Magermotors M276* [60]

Die motornahe Position des Dreiwegekatalysators, in Abbildung 3.7 als Startkatalysator bezeichnet, ermöglicht ein schnelles Aufheizen und damit ein frühzeitiges Erreichen der Light-Off-Temperatur<sup>9</sup> des Katalysators während der Kaltstartphase. Die NSK befinden sich temperaturbedingt im Unterboden des Fahrzeugs, um dadurch zu hohe Temperaturen vermeiden zu können [35]. Die Temperatur- und NO<sub>x</sub>-Sensoren einer jeden Abgasflut vor und hinter den NSK dienen zur Kalibrierung, um die Be- und Entladung der NSKs zu steuern. Damit ist es möglich, die während des Magerbetriebs eingelagerten Stickoxide entweder durch eine kurze erzwungene Phase im Homogenbetrieb mit unterstöchiometrischem Gemisch zu Stickstoff umzusetzen und somit die NSK zu entladen oder auch bereits bei Teilbelastung der NSK eine Beschleunigungsphase zu nutzen und somit die Anzahl erzwungener Regenerationen zu verringern.

Die zur Regeneration der NSK notwendigen, erzwungenen Phasen unterstöchiometrischen Betriebs schmälern den Gesamtverbrauchsvorteil des Magerbetriebs. Darüber hinaus ist der Einsatz einer AGN für Magermotoren neben einem höheren Gewicht und Bauraumbedarf aufgrund der hohen Edelmetallbeladung der NSK mit erhöhten Kosten verbunden.

Limitierende Größen für die AGN von Magermotoren sind insbesondere die Schadstoffemissionen und die Abgastemperaturen. Während ein erhöhter Ausstoß an

---

<sup>9</sup> Unter der Light-Off-Temperatur eines Katalysators, auch Anspringtemperatur genannt, wird die untere Temperaturschwelle verstanden, ab welcher der Katalysator seinen Arbeitsbereich erreicht.

$\text{NO}_x$ -Rohemissionen die Anzahl der benötigten Regenerationen steigert und damit den effektiven Verbrauchsvorteil des Magerbetriebs schmälert, führen erhöhte HC-Emissionen dazu, dass vom überstöchiometrischen in den stöchiometrischen Betrieb gewechselt werden muss und damit die Kennfeldbereiche des überstöchiometrischen Betriebs und folglich der Verbrauchsvorteil im Gesamtkennfeld deutlich kleiner werden.

Die Abgastemperaturen stellen ebenfalls ein Abbruchkriterium des Magerbetriebs dar. Während zu hohe Temperaturen im Bereich der NSK, die durch deren Anordnung im Fahrzeugunterboden vermieden werden sollen, zur Umschaltung in den stöchiometrischen Betrieb führen, müssen aufgrund der sehr niedrigen Abgastemperaturen bei niedriger Last und Drehzahl Gegenmaßnahmen zur Anhebung der Abgastemperatur getroffen werden, die zwar den Kennfeldbereich des Magerbetriebs erweitern, jedoch auch den möglichen Verbrauchsvorteil schmälern [35, 60].

Neben einer Reduzierung der Schadstoffrohmissionen durch eine Optimierung der Verbrennung weisen also auch möglichst verbrauchsneutrale Heizmaßnahmen zur Anhebung der Abgastemperatur in niedrigen Last- und Drehzahlbereich ein Potenzial zur effizienteren AGN von Magermotoren auf, die eine weitere Verringerung des Kraftstoffverbrauchs ermöglichen. Die derzeitige Entwicklung zu immer längeren Gesamtübersetzungen von Pkw zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs ist bzgl. der Abgastemperaturen im überstöchiometrischen Betrieb eher kontraproduktiv und verlangt die Entwicklung geeigneter Heizstrategien.

## 4 Zukünftige Brennverfahren

Bereits heute haben die darstellbaren Kraftstoffverbräuche von Pkw mit Verbrennungsmotor ein sehr niedriges Niveau erreicht. Bedingt durch die weitere Verschärfung der Emissionsvorschriften sowie durch die strengere Limitierung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes für die Pkw-Flotte sind diesbezüglich jedoch weitere Verbesserungen notwendig, die wiederum den Einsatz bis dato nicht genutzter Technologien notwendig machen. Mit der Entwicklung und der Integration neuer Technologien steigen gleichzeitig die Anforderungen an zukünftige Brennverfahren. Das vorliegende Kapitel beschreibt die Anforderungen an zukünftige Brennverfahren und zeigt mögliche Lösungsansätze auf. Auf Basis dieser Lösungsansätze und mittels einer Gegenüberstellung verschiedener Magerbrennverfahren wird schließlich die Strategie für ein neues Magerbrennverfahren dargelegt, mit dem sich der CO<sub>2</sub>-Ausstoß zukünftiger Ottomotoren signifikant reduzieren lässt.

### 4.1 Anforderungen an zukünftige Brennverfahren

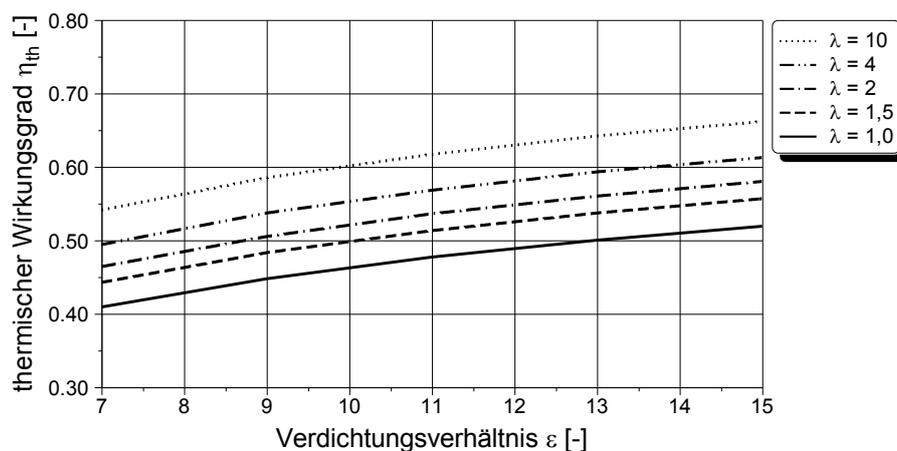
Ausgehend vom heutigen Stand der Technik sind die Anforderungen an die gegenwärtigen Brennverfahren bereits hoch. Durch die flächendeckend eingeleitete Strategie des Downsizings, die in Golloch [43] detailliert beschrieben ist, müssen z. B. die Aufladung des Verbrennungsmotors und die damit einhergehenden hohen Gasdichten sowie die erhöhten Anforderungen an das Zündsystem bereits als gegebene Herausforderungen angesehen werden, die sich mit weiterem Downsizing verschärfen werden. Die Strategie des Downspeedings durch größere Getriebespreizungen und längere Achsübersetzungen sowie das höhere Gewicht moderner Pkw haben zur Folge, dass bereits bei niedrigen Motordrehzahlen hohe Drehmomente bereitgestellt werden müssen. Darüber hinaus führen überwiegend niedrige Drehzahlen zu niedrigeren Abgastemperaturen, die bei Schichtladungsmotoren aufgrund entsprechend notwendiger Gegenmaßnahmen zu Wirkungsgradnachteilen führen.

Die Anforderungen an zukünftige Brennverfahren sind insbesondere davon abhängig, ob der entsprechende Verbrennungsmotor ausschließlich stöchiometrisch betrieben wird oder in bestimmten Kennfeldbereichen mit Luftüberschuss arbeitet. Im

ersteren Fall ist im Wesentlichen eine Steigerung der bereits bestehenden Anforderungen zu erwarten, die hauptsächlich durch den Einsatz von mechanischen Ansätzen zur Wirkungsgradsteigerung bedingt sind [80]. Neben den bereits genannten Herausforderungen ergeben sich somit u. a. Aufgabenstellungen wie eine Reduktion der Klopfneigung des Motors oder die sichere Zündung stöchiometrischer Luft-Kraftstoff-Gemische mit sehr hohem Restgasgehalt.

Für eine signifikante Verringerung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes ist es jedoch notwendig, den Verbrennungsmotor zukünftig in mehreren Betriebspunkten bzgl. Schadstoffausstoß und Kraftstoffverbrauch weitgehend unabhängig voneinander optimieren zu können. Dazu bietet es sich an verschiedene Brennverfahren in einem Motorkennfeld zu kombinieren [4, 72]. Insbesondere im Bereich niedriger bis mittlerer Lasten und Drehzahlen werden zukünftig verstärkt Magerbrennverfahren eine Rolle spielen, um durch den Betrieb des Verbrennungsmotors mit Luftüberschuss das größtmögliche Verbrauchspotenzial nutzen zu können. Abbildung 4.1 illustriert den Anstieg des thermischen Wirkungsgrads durch den Betrieb des Motors mit Luftüberschuss und in Abhängigkeit des Verdichtungsverhältnisses  $\varepsilon$ . Dazu wurde der thermische Wirkungsgrad ( $\eta_{th}$ ) des idealen Gleichraumprozesses für verschiedene Luft-Kraftstoff-Verhältnisse  $\lambda$  berechnet (siehe Gleichung (4.1) und [81]) und grafisch dargestellt.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (4.1)$$



**Abbildung 4.1:** Thermischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit von  $\varepsilon$  und  $\lambda$

Durch den Magerbetrieb ergeben sich erhöhte Anforderungen an das Brennverfahren. So müssen z. B. die Zündung, das Durchbrennen hoch verdünnter Luft-

Kraftstoff-Gemische und eine langzeitstabile verbesserte Gemischbildung gegeben sein. Darüber hinaus setzt die Kombination verschiedener Brennverfahren in einem Motorkennfeld deren Verträglichkeit mit gegebenen Randbedingungen, wie z. B. der Ladungsbewegung oder eine Variabilität zur Steuerung der selbigen voraus. Durch die Neu- bzw. Weiterentwicklung von Technologien wie variabler Ventiltriebe mit Hubumschaltung, innovativer Zündsysteme, die BDE mit höheren Kraftstoffdrücken, neue Aufladungskonzepte oder ein variables Verdichtungsverhältnis wird die Entwicklung dieser Brennverfahren von solchen Technologien begleitet werden.

### **4.2 Gegenüberstellung versch. Magerbrennverfahren**

Für die Entwicklung zukünftiger Brennverfahren wird der Magerbetrieb eine immer wichtigere Rolle einnehmen. Wie bereits eingehend in Kapitel 3 beschrieben, muss grundsätzlich zwischen homogenem und geschichtetem Magerbetrieb unterschieden werden. Während sich der Magerbetrieb mit Schichtladung gegenüber jenem mit homogener Gemischbildung aufgrund seines höheren Verbrauchspotenzials mit der Entwicklung der BDE durchgesetzt hat, ist bereits heute erkennbar, dass die Anforderungen an den geschichteten Magerbetrieb in Zukunft enorm steigen werden und sich somit die Entwicklung homogener Magerbrennverfahren zur Serienreife ergeben könnte. Verantwortlich dafür sind verschiedene Charakteristika, die im Folgenden aufgezeigt und jenen des homogenen Magerbetriebs gegenübergestellt werden.

Ein wesentlicher Punkt, der die Entwicklung des Schichtladungsbetriebs und des homogenen Magerbetriebs von Anfang an begleitet hat, ist die Notwendigkeit, die  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen zu reduzieren. Im geschichteten Magerbetrieb wirkt sich diesbezüglich insbesondere die Ungleichverteilung des Kraftstoffs im Brennraum negativ aus, da lokale Luft-Kraftstoff-Verhältnisse in der Größenordnung des stöchiometrischen Luft-Kraftstoff-Verhältnisses die Bildung von thermischem NO begünstigen [69]. Das Maximum der  $\text{NO}_x$ -Bildung liegt etwa im Bereich von  $\lambda \approx 1,1$  [11]. Darüber hinaus ist die Schwerpunktlage der Verbrennung prinzipbedingt an das Ende der Einspritzung gebunden und liegt im Regelfall im Bereich des OT und damit relativ früh, was aufgrund der hohen Brennraumdrücke und -temperaturen ebenfalls zu einem erhöhten  $\text{NO}_x$ -Ausstoß führt. Im homogenen Magerbetrieb liegen bedingt durch die Gleichverteilung des Kraftstoffs im Brennraum keine lokalen Luft-

Kraftstoff-Verhältnisse im Bereich von  $\lambda \approx 1,1$  vor. Darüber hinaus ermöglicht der homogene Magerbetrieb spätere Verbrennungsschwerpunktlagen als der Schichtladungsbetrieb, falls dies aus Gründen der Zyklenschwankung möglich ist. Folglich hat der homogene Magerbetrieb Vorteile hinsichtlich des  $\text{NO}_x$ -Ausstoßes.

Weiterhin verfügen heutige Motoren mit Schichtladungsbetrieb nur über ein sehr geringes Ladungsbewegungsniveau. Eine hohe Ladungsbewegung, die aus Gründen der Reduzierung des Klopfens oder der Verbesserung der Gemischbildung im stöchiometrischen Betrieb oder bei hohen Lasten im Magerbetrieb angestrebt werden muss, kann nach heutigem Stand nur durch die Integration einer Variabilität zur Steuerung der Ladungsbewegung umgesetzt werden. Verbrennungsmotoren mit homogenem Magerbrennverfahren könnten sich durch eine hohe Ladungsbewegung auszeichnen, die Vorteile für die Homogenisierung des Luft-Kraftstoff-Gemischs und damit für das Durchbrennen bietet. Darüber hinaus werden die AGR-Verträglichkeit und das Abmagerungspotenzial deutlich erhöht, was sich wiederum positiv auf die  $\text{NO}_x$ -Emissionen auswirkt. In Schilling [70] sind Untersuchungsergebnisse zur Reduzierung der Schadstoffemissionen eines Verbrennungsmotors mit Schichtladungsbetrieb durch die Nutzung der internen AGR dokumentiert. Dabei konnte festgestellt werden, dass die AGR-Rate durch interne AGR in bestimmten Betriebspunkten limitiert ist, da sich, bedingt durch die qualitative Lastregelung des Motors, in manchen Betriebspunkten nur geringe Druckunterschiede zwischen Abgasgedruck und Saugrohrdruck ergeben, die eine Rückführung von Restgas innerhalb des Motors erschweren. Der gedrosselte Betrieb eines Verbrennungsmotors mit homogenem Magerbrennverfahren ermöglicht durch den höheren Druckunterschied zwischen Abgasgedruck und Saugrohrdruck zwar eine hohe AGR-Rate, jedoch führt dies zu Nachteilen hinsichtlich der Regelbarkeit des Restgasgehalts.

Eine weitere Herausforderung stellt die zukünftig zu erwartende Gesetzgebung zur Limitierung der Partikelemissionen von Ottomotoren dar. Bedingt durch die heterogene Gemischbildung mit lokal niedrigen Luft-Kraftstoff-Verhältnissen besteht beim Ottomotor mit geschichtetem Brennverfahren eine Tendenz zu erhöhten Partikelemissionen. Eine Möglichkeit die Partikelemissionen im Schichtladungsbetrieb zu reduzieren stellt eine optimierte Taktung der Einspritzung dar. Diese Möglichkeit ist durch die Nutzung der A-Düse mit piezoelektrischem Antrieb gegeben. Damit geht

jedoch auch ein erhöhter Entwicklungs- und Applikationsaufwand einher. Dem gegenüber hat der homogene Magerbetrieb signifikante Vorteile. Verbrennungsmotoren mit homogenem Magerbrennverfahren bedürfen nicht der Verwendung einer A-Düse mit piezoelektrischem Antrieb und können mit einem Mehrlochventil (MLV) ausgerüstet werden, was die Kosten des Motors reduziert.

Wesentliche Vorteile des geschichteten Magerbetriebs stellen das große Potenzial zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und die niedrigen HC-Emissionen dar. Im Bereich sehr niedriger Drehzahlen, in denen moderne Pkw in den relevanten Zertifizierungszyklen immer häufiger betrieben werden, schmälert sich bei niedrigen Lasten jedoch der Verbrauchsvorteil durch die zu niedrige Abgastemperatur (siehe Kapitel 3.2.6). Darüber hinaus führen die durch das Downsizing ermöglichten höheren Motorlasten dazu, dass der Anteil des Lastbereichs, in dem der Motor mit Schichtladung betrieben wird, deutlich kleiner wird. Die homogene Magerverbrennung könnte aufgrund schärferer gesetzlicher Vorgaben und dem hohen Kostendruck innerhalb der Automobilindustrie zukünftig durch die Entwicklung verbesserter Brennverfahren in Serienfahrzeugen zum Einsatz kommen. Die vorliegende Arbeit leistet einen Beitrag zur Entwicklung eines solchen Brennverfahrens.

### 4.3 Strategie für ein neues Magerbrennverfahren

Das primäre Entwicklungsziel eines neuen Magerbrennverfahrens muss eine hohe Verdünnung durch Luft und Restgas sein, um niedrige  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen und einen niedrigen Kraftstoffverbrauch darstellen zu können. Um die damit einhergehende Verringerung der laminaren Brenngeschwindigkeit  $s_1$  durch einen Anstieg der Gemischtemperatur zu kompensieren (siehe Gleichung (4.2), [45] und [79]), bietet es sich an, die interne AGR, die relativ zur externen AGR eine niedrigere Temperaturabsenkung bewirkt, zu nutzen wie es z. B. durch die Untersuchungsergebnisse in Schilling [70] bereits gezeigt wurde.

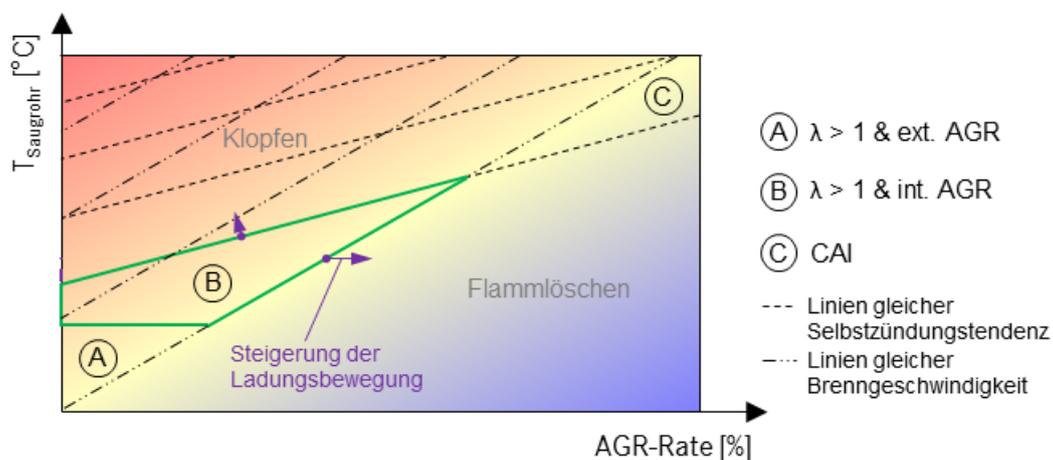
$$s_1 = f(p, T) \tag{4.2}$$

Die Temperaturerhöhung durch die Verwendung der internen AGR in Relation zur Verwendung der externen AGR hat jedoch gleichzeitig zur Folge, dass die Klopfneigung bei höherer Motorlast steigt. Im Vergleich zu stöchiometrisch betriebenen

Motoren, die aufgrund des Klopfens bevorzugt mit gekühlter externer AGR betrieben werden, ist die Verwendung der internen AGR bei Motoren mit Magerbrennverfahren jedoch deutlich unkritischer. Um dennoch dem Sachverhalt der erhöhten Klopfneigung entgegen zu wirken, sollte der Motor über eine entsprechend hohe, als Tumbleströmung ausgeführte Ladungsbewegung verfügen, die zum einen die Klopfneigung durch konvektiven Ladungstransport senkt und zum anderen die turbulente Brenngeschwindigkeit  $s_t$  durch einen Anstieg der turbulenten Geschwindigkeitsfluktuation  $u'$  erhöht [45].

$$s_t = f(s_l, u') \quad (4.3)$$

Darüber hinaus sollte der Restgasgehalt durch interne AGR mit steigender Last reduziert und primär mit Luft verdünnt werden, um die Gemischtemperatur mit dem Ziel einer weiteren Reduzierung der Klopfneigung nicht zu erhöhen. Eine nach OT liegende Verbrennungsschwerpunktlage sowie der Verzicht auf eine Zündeinspritzung bei hohen Lasten vermeiden hohe Brennraumdrücke und –temperaturen sowie hohe Gradienten des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses, die sich nachteilig auf die  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen auswirken würden. Um die Zündung sehr stark verdünnter Luft-Kraftstoff-Gemische bei hoher Ladungsbewegung zu gewährleisten und damit weiteres Potenzial nutzen zu können, sollte der Einsatz innovativer Zündsysteme in Erwägung gezogen und deren weitere Entwicklung voran getrieben werden. Die Abbildung 4.2 zeigt das Verbrennungskonzept eines neuen Magerbrennverfahrens auf Basis eines bereits formulierten Konzepts für eine heterogene Magerverbrennung nach [70].



**Abbildung 4.2:** Verbrennungskonzept eines neuen Magerbrennverfahrens

Trägt man die Saugrohrtemperatur grafisch über die eingestellte AGR-Rate auf, ergeben sich durch die Ergänzung der Linien gleicher Selbstzündungstendenz und der Linien gleicher Brenngeschwindigkeit drei Bereiche, die verschiedenen Brennverfahren zugeordnet werden können. Die im Vergleich zu den Linien gleicher Brenngeschwindigkeit flachere Steigung der Linien gleicher Selbstzündungstendenz ist durch die Tatsache bedingt, dass das Deflagrationspotenzial<sup>10</sup> mit zunehmender Verdünnung durch Restgas bei gleicher Temperatur stärker abnimmt als die Tendenz zur Selbstzündung [70]. Das Löschen der Flamme oder ein zu geringer Energieeintrag durch den Zündfunken, der nicht mehr zur Einleitung der Verbrennung ausreicht, kann bei hohen AGR-Raten durch eine höhere Saugrohrtemperatur in begrenztem Maß kompensiert werden. Daher lassen sich durch die Verwendung der internen AGR höhere AGR-Raten darstellen als bei Verwendung der externen AGR, die folglich in der beschriebenen Darstellung im Bereich niedriger AGR-Raten und niedriger Saugrohrtemperaturen anzusiedeln ist (Bereich A in Abbildung 4.2).

In Bereichen hoher Saugrohrtemperaturen und sehr hoher AGR-Raten, die vorwiegend durch Abgasrückhaltung erreicht werden (z. B. [64]), ist das CAI-Brennverfahren anzusiedeln, das in Abbildung 4.2 mit C gekennzeichnet ist.

Der in Abbildung 4.2 mit B beschriebene, grün gekennzeichnete Bereich weist eine höhere Restgasverträglichkeit und ein höheres Temperaturniveau im Saugrohr auf als Brennverfahren mit externer AGR. Begrenzt wird dieser Bereich durch die klopfende Verbrennung bei höherer Saugrohrtemperatur und eine zu geringe Brenngeschwindigkeit in Richtung hoher AGR-Raten und niedriger Saugrohrtemperaturen, die zum Löschen der Flamme führt. Bei höheren Motorlasten nimmt die Gefahr des Klopfens zu und die des Flammlöschens ab, während bei niedrigen Motorlasten die Gefahr des Klopfens sehr gering und die des Flammlöschens deutlich größer ist. Durch eine Steigerung der Ladungsbewegung soll der Betriebsbereich des Magerbetriebs mit dem neuen Magerbrennverfahren erweitert und somit weitere Potenziale erschlossen werden. Im Bereich sehr niedriger Lasten bietet sich aufgrund des sehr

---

<sup>10</sup> Als Deflagration wird ein Verbrennungsvorgang bezeichnet, bei dem die Flammenausbreitung auf Transportprozessen basiert. Während die laminare Flammenausbreitungsgeschwindigkeit von der Wärmeleitung und der Diffusion von Radikalen abhängt, hat für die turbulente Flammenausbreitungsgeschwindigkeit zusätzlich die Turbulenz der Strömung einen Einfluss [81].

#### 4 Zukünftige Brennverfahren

---

günstigen Wirkungsgrads eine weitere Optimierung des Schichtladungsbetriebs an, der zu einer weiteren Verringerung des Kraftstoffverbrauchs beitragen kann.

## 5 Versuchsträger und Methodik

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit dargestellten Untersuchungsergebnisse sind durch befeuerte Motorenversuche an verschiedenen Versuchsträgern entstanden. Dazu gehören im Wesentlichen unterschiedliche Einzylindermotoren und zwei Vollmotoren, deren Aufbauten in den folgenden Kapiteln dargestellt sind. Darüber hinaus erfolgt in Kapitel 5.3 eine kurze Beschreibung der thermodynamischen Analyse als wichtigste Methode zur näheren Betrachtung und Bewertung der Verbrennungsvorgänge im Brennraum.

### 5.1 Einzylindermotor

Für die Motorenversuche wurden insgesamt drei unterschiedliche Einzylinderaggregate aufgebaut, die allesamt über Vierventiltechnik, eine zentrale Injektorlage sowie eine schräg zwischen den Auslassventilen positionierte Zündkerze verfügen. Sie wurden von zwei verschiedenen Motortypen abgeleitet, die über unterschiedliche Brennraumgeometrien verfügen. Die Tabelle 5.1 enthält die wesentlichen Kenndaten der untersuchten Einzylinderaggregate.

<b>Bezeichnung</b>	<b>Einheit</b>	<b>Agg. 1a</b>	<b>Agg. 1b</b>	<b>Agg. 2</b>
Hub	mm	72,5	84,5	92,0
Bohrung	mm	72,5	72,5	83,0
Hubraum	cm <sup>3</sup>	299,3	348,8	497,8
Pleuellänge	mm	138,7	138,7	138,7
Verdichtungsverh.	-	11:1	11:1	11:1
Ventiltrieb	-	AVT <sup>11</sup>	AVT	AVT
Max. Ventilhub EV	mm	8,0	8,0	10,0
Max. Ventilhub AV	mm	8,0	8,0	10,0
Durchmesser EV	mm	26,7	26,7	31,5

---

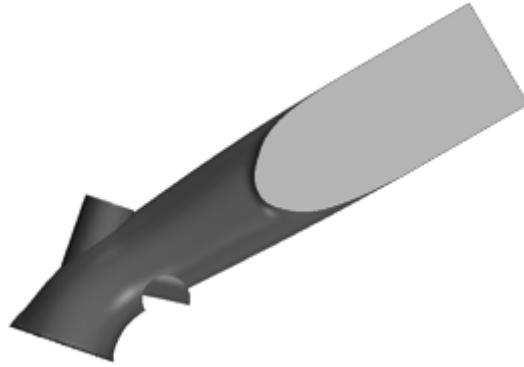
<sup>11</sup> Die Abkürzung AVT bezeichnet einen vollvariablen elektrohydraulischen Ventiltrieb, bei dem jedes einzelne Ladungswechselventil des Einzylindermotors von einem eigenen Aktuator betätigt wird, sodass sich lediglich beschränkt durch eine mögliche Ventil-Kolben-Kollision, die Ventilbeschleunigung und die Motordrehzahl maximale Freiheiten für die Ventilsteuerung ergeben.

Durchmesser AV	mm	22,5	22,5	27,0
Ventilwinkel EV	°	19	19	15
Ventilwinkel AV	°	19	19	18
Kraftstoffinjektor, Betätigung	-	MLV, elektro- magn.	MLV, elektro- magn.	A-Düse, piezo- elektrisch
Zündkerze	-	NGK T00150C	NGK T00150C	NGK SILZ- KFR8C7S
HD-Quarz	-	Kistler 6045	Kistler 6045	Kistler 6061

**Tabelle 5.1:** *Kenndaten der Einzylinderaggregate*

Ein wesentlicher Unterschied der verwendeten Motortypen ist die Brennraumgeometrie. So ist beispielsweise die Zylinderkopfgeometrie der Einzylinderaggregate 1a und 1b aufgrund der Zuordnung von Injektor und Zündkerze nur mit Einschränkungen für den heterogenen Betrieb des Motors geeignet. Grundsätzlich ist der Betrieb dieser Aggregate mit einer A-Düse mit piezoelektrischem Antrieb, die für ein strahlgeführtes Brennverfahren notwendig ist, möglich. Aufgrund der o. g. Beschränkung auf den Homogenbetrieb fanden jedoch bei den Motorversuchen einzig Mehrlochventile (MLV) mit elektromagnetischem Antrieb und mit einem dem kleineren Hubraum angepasstem statischen Durchfluss Verwendung.

Um mit demselben Grundaggregat und demselben Zylinderkopf des Motortyps 1 verschiedene Hubräume und insbesondere unterschiedliche Hub-Bohrungsverhältnisse untersuchen zu können, wurde der für die Ladungsbewegung bedeutsame Hub des Einzylinderaggregats durch einen Wechsel der Pleuellwelle erhöht. Aufgrund der Verwendung desselben Zylinderkopfs waren beide Aggregate mit dem vollvariablen Ventiltrieb Active Valve Train (AVT) ausgerüstet. Darüber hinaus verfügen beide Einzylindermotoren des Motortyps 1 über eine sog. Tumblewalze, die durch eine Verdrehung um bis zu 40° eine Möglichkeit zur Steigerung der Ladungsbewegung bietet. In der Abbildung 5.1 ist eine solche Tumblewalze in angelegter Position dargestellt.



**Abbildung 5.1:** *Einlasskanal mit angestellter Tumblewalze*

Der Zylinderkopf des Einzylindermotors 2 ist für den heterogenen Betrieb des Motors ausgelegt und wurde folglich mit einer A-Düse mit piezoelektrischem Antrieb betrieben. Wie bereits bei den Einzylindermotoren des Motortyps 1 der Fall, wurde auch der Einzylindermotor 2 mit dem o. g. vollvariablen Ventiltrieb AVT ausgerüstet. Um darüber hinaus den Einfluss der Ladungsbewegung auf das für den heterogenen Betrieb ausgelegte Einzylinderaggregat 2 untersuchen zu können, stand für selbiges ein zweiter Zylinderkopf mit einem in den Ansaugkanal integrierten Kanaleinsatz zur Verfügung.

Die Prü fzellen des Einzylinderprüffelds sind abgesehen von der Luftfeuchte konditioniert und das den Prüfling durchströmende Kühlwasser sowie das Motorenöl werden auf eine Temperatur von 90 °C geregelt. Dadurch ist es möglich, äußere Einflüsse auf die Verbrennungsergebnisse weitestgehend auszuschließen.

Ansaugseitig ist die Frischluftleitung der Prü fzelle mit einem Wärmetauscher ausgerüstet, der von Wasser mit einer Temperatur von 8 °C durchströmt wird. Der Frischluftmassenstrom wird durch einen Rotationskolbenzähler, einen Temperaturfühler sowie einen Drucksensor erfasst, wobei die Luftfeuchte nicht berücksichtigt wird. Die Zustandsgrößen statischer Druck und Temperatur in der Frischluftleitung sind regelbar. Eine in der Frischluftleitung installierte Drosselklappe und ein Sammelbehälter ermöglichen die Regelung und Beruhigung des Luftmassenstroms. In den Sammelbehälter ist außerdem eine Gasentnahme zur Quantifizierung des Restgasgehaltes durch gekühlte ext. AGR integriert. Mehrere Temperatur- und Drucksensoren an unterschiedlichen Positionen ermöglichen die Erfassung der für die Verbren-

nung relevanten Messgrößen. Für die Indizierung ist das Ansaugrohr des Aggregats mit einem Niederdruckquarz des Typs Kistler 4045 ausgestattet.

Im Abgaskrümmen des Aggregats befinden sich u. a. die Entnahmeposition für die ext. AGR, eine Lambdasonde sowie ein Druck- und ein Temperatursensor. Der Abgasgegendruck lässt sich durch eine in das Abgasrohr integrierte Klappe regeln und ermöglicht im Zusammenspiel mit der Regelung des Saugrohrdrucks Versuche im aufgeladenen Motorbetrieb. Für die Indizierung des Abgasgegendrucks kommen ein Niederdruckquarz des Typs Kistler 4075 und ein Schaltadapter des Typs 7533 zum Einsatz. Darüber hinaus ist die Abgasstrecke des Aggregats mit einem Partikelzähler des Typs AVL 489 und einem Schwarzrauchmessgerät des Typs AVL 415 ausgestattet. Die Analyse der chemischen Zusammensetzung des Abgases und die Quantifizierung der Schadstoffemissionen wird durch die Abgasmessanlage Horiba MEXA-7100D ermöglicht.

In Ergänzung zur Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs aus den Größen Luft-Kraftstoff-Verhältnis, stöchiometrischer Luftbedarf des Kraftstoffs und Frischluftmassenstrom ermöglicht die in die Prüfwelle integrierte Kraftstoffwaage des Typs AVL Coriolis 753 eine parallele Erfassung dieser für die Brennverfahrensentwicklung äußerst relevanten Messgröße und trägt zu einer Verbesserung der Qualität der Messergebnisse bei.

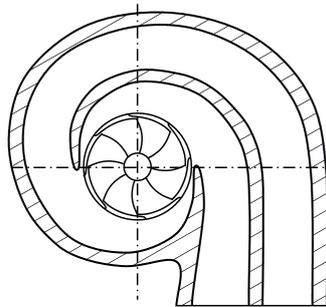
Für weitere Informationen bzgl. des Aufbaus der Messtechnik sei auf den sich im Anhang A.1 befindlichen Messstellenplan der betriebenen Einzylinderaggregate verwiesen.

### **5.2 Vollmotor**

Bei den im Rahmen der durchgeführten Motorenversuche betriebenen Vollmotoren handelt es sich um aufgeladene Vierzylindermotoren mit Abgasturboaufladung, deren Brennraumgeometrie jenem des bereits in Kapitel 5.1 beschriebenen Einzylindermotors 2 entspricht. Folglich weisen sie einen Hubraum von  $1991 \text{ cm}^3$  auf und sind mit vier A-Düsen mit piezoelektrischem Antrieb ausgerüstet. Die beiden Aggregate unterscheiden sich durch ihre Zylinderköpfe, die mit unterschiedlichen Einlasskanälen versehen sind. So verfügt einer der beiden Vollmotoren (Vollmotor A) über

Einlasskanäle, die jenen eines sich in Serienfertigung befindenden Vierzylindermotors sehr ähnlich sind, während Vollmotor B über speziell für eine gesteigerte Ladungsbewegung ausgeführte Einlasskanäle verfügt.

Beide Aggregate sind mit dem Ziel einer Steigerung des Restgasgehalts durch interne AGR zur Trennung der Abgasfluten mit einem speziellen Abgasturbolader mit einer sog. Segmentturbine mit zwei Abgasfluten ausgerüstet. Durch die Trennung der Abgasfluten bis zum Turbinenrad wird ein Übersprechen der einzelnen Zylinder verhindert und damit eine Steigerung des Restgasgehalts ermöglicht. Die Abbildung 5.2 zeigt den Aufbau einer solchen Segmentturbine und die sehr wirkungsvolle Trennung der Abgasfluten. Eine detaillierte Beschreibung ist in Brinkert et al. [82] zu finden.



**Abbildung 5.2:** *Schnittdarstellung einer Segmentturbine* [82]

Um hohe Abgasrückführaten darstellen zu können, verfügen die Aggregate über einen teilvariablen Ventiltrieb mit umschaltbaren Nockenprofilen auf der Ein- und Auslassseite, die für die interne AGR genutzt werden können. Eine Beschreibung der verwendeten Ventilerhebungskurven ist in Kapitel 7 zu finden. Zusätzlich zur Umschaltung der Nockenprofile zeichnet sich der teilvariable Ventiltrieb durch die Verwendung elektrischer Phasensteller auf der Ein- und Auslassseite aus. Der Elektromotor der elektrischen Phasensteller ist über ein sog. Topfgetriebe mit der Nockenwelle verbunden und ermöglicht so große Verstellbereiche mit hoher Verstellgeschwindigkeit bei gleichzeitig kompakter Bauweise. Weitere Details sind bei Neubauer et al. [83] zu finden.

Die Untersuchungen fanden, wie die Einzylinderversuche, in einer voll konditionierten Prüfwelle statt. Der Messstellenplan der Vollmotoren befindet sich im Anhang A.2.

### 5.3 Thermodynamische Analyse

Um die innermotorischen Vorgänge eines Verbrennungsmotors genauer betrachten zu können, hat sich die Erfassung des Brennraumdrucks im Zylinder, die sog. Hochdruckindizierung, als geeignetes Verfahren erwiesen. Der gemessene Druckverlauf liefert wichtige Messgrößen wie z. B. den Spitzendruck  $p_{\max}$ , dessen Lage  $\varphi_{p_{\max}}$  und den Druckanstieg  $dp/d\varphi$ , die auch als direkte Indizierkennwerte bezeichnet werden [84]. Darüber hinaus wird die rechnerische Bestimmung der sog. indirekten Indizierkennwerte ermöglicht, zu denen z. B. der indizierte Mitteldruck  $p_{mi}$  gehört. Dieser ist ein Maß für die bei einem Arbeitsspiel bezogen auf das Hubvolumen abgegebene Arbeit und beinhaltet sowohl die Hochdruckschleife als auch die Niederdruckschleife [85].

$$p_{mi} = p_{miHD} + p_{miLW} = \frac{\oint p \cdot dV}{V_H} \quad (5.1)$$

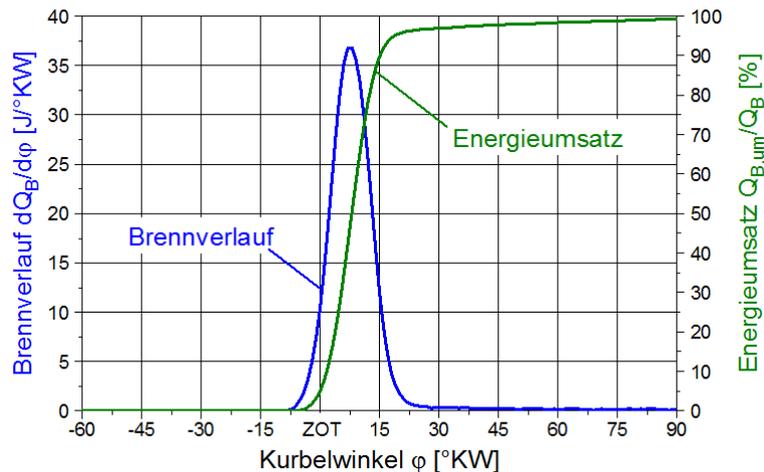
mit	$p_{mi}$ :	indizierter Mitteldruck
	$p_{miHD}$ :	Hochdruckteil des indizierten Mitteldrucks
	$p_{miLW}$ :	Ladungswechselteil des indizierten Mitteldrucks
	$p$ :	Druck
	$V$ :	Volumen
	$V_H$ :	Motorhubraum

Weitere indirekte Indizierkennwerte, wie die Verbrennungsschwerpunktlage und die Brenndauer können durch die Berechnung des Brennverlaufs oder des Heizverlaufs bestimmt werden, die auf Basis des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik gemäß der Gleichung (5.2) erfolgt [81]:

$$\frac{dQ_H}{d\varphi} = \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} + \frac{p \cdot dV}{d\varphi} - h_E \cdot \frac{dm_E}{d\varphi} + h_A \cdot \frac{dm_A}{d\varphi} + h_A \cdot \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} \quad (5.2)$$

mit	$dQ_H/d\varphi$ :	Heizverlauf
	$dQ_B/d\varphi$ :	Brennverlauf
	$dQ_W/d\varphi$ :	Wandwärmeverlauf
	$dU/d\varphi$ :	Änderung der inneren Energie
	$p \cdot dV/d\varphi$ :	Volumenänderungsarbeit
	$h_E \cdot dm_E/d\varphi$ :	Enthalpiestrom einströmende Masse
	$h_A \cdot dm_A/d\varphi$ :	Enthalpiestrom ausströmende Masse
	$h_A \cdot dm_{Leck}/d\varphi$ :	Enthalpiestrom Leckage

In der Abbildung 5.3 sind exemplarisch der Brennverlauf und der sich durch Integration ergebende Energieumsatz, der auch als Summenbrennverlauf bezeichnet wird, eines Pkw-Ottomotors dargestellt. Die Berechnung erfolgte auf Basis von Messwerten, die unter Verwendung des Einzylindermotors 2 bei einer Drehzahl von  $n = 1400 \text{ min}^{-1}$  und einer Last von  $p_{mi} = 3 \text{ bar}$  im stöchiometrischen Betrieb aufgezeichnet wurden.



**Abbildung 5.3:** Brennverlauf und Energieumsatz eines Ottomotors

Besonders wichtige Größen, die durch die Berechnung des Brennverlaufs ermittelt werden können, sind die Lagen der Energieumsätze 5 %, 50 % und 90 %, die als Brennbeginn  $H_{05\%}$ , Schwerpunktlage der Verbrennung  $H_{50\%}$  und Brennende  $H_{90\%}$  bezeichnet werden. Daraus lassen sich die Brenndauer und deren Aufteilung in die Teile vor und nach dem Verbrennungsschwerpunkt sowie der Brennverzug ableiten.

Die Hochdruckindizierung lässt sich durch die simultane Erfassung des Saugrohr- und des Abgasgedrucks, eine sog. Niederdruckindizierung, ergänzen, wodurch eine detaillierte Analyse des Ladungswechsels ermöglicht wird. Unter Berücksichtigung weiterer Ausgangsgrößen wie z. B. der Ventilhubverläufe und der Durchflussbeiwerte des Zylinderkopfs lässt sich im Rahmen der Ladungswechselanalyse (LWA) die im Brennraum verbliebene Restgasmasse bestimmen. Die LWA stellt ein wichtiges Instrument zur Auslegung der Ladungswechselorgane oder des Ventiltriebs dar und findet bei allen im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersuchten Versuchsmotoren Verwendung.

Die durch die Niederdruckindizierung erfassten Daten werden gleichzeitig als Referenz für eine rechnerische Betrachtung des Ladungswechsels herangezogen. Diese erfolgte im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen unter Verwendung der Motorsimulationssoftware „GT-Power“. Ergänzend wurden ausgewählte Betriebspunkte auf Basis der vorliegenden Daten mittels der sog. „Three-Pressure-Analysis“ (TPA) analysiert, die eine Bestimmung des Restgasgehalts im Brennraum in Abhängigkeit der gemessenen Druckrandbedingungen ermöglicht.

## 6 Verbrennungsuntersuchungen am befeuerten Einzylindermotor

Unter Verwendung der in Kapitel 5.1 beschriebenen Einzylindermotoren wurden in Abhängigkeit verschiedener Aufbauzustände Grundlagenuntersuchungen durchgeführt. Dadurch war es möglich, aggregatunabhängig wichtige Erkenntnisse zum Einfluss der Restgasstrategie, der Ladungsbewegung, der Brennraumgeometrie oder zur Auslegung des Ventiltriebs zu erlangen, die unabhängig voneinander optimiert und schlussendlich in eigens dafür ausgelegten Motoren interagierend untersucht werden konnten. Im Folgenden werden die Ergebnisse der Verbrennungsuntersuchungen an den verschiedenen Einzylindermotoren dargestellt und die daraus abgeleiteten Erkenntnisse aufgezeigt. Zunächst erfolgt die Darstellung von Voruntersuchungen mit interner AGR in Kapitel 6.1 bevor in Kapitel 6.2 die Kennfeldvermessung im homogenen Magerbetrieb beschrieben wird. In Kapitel 6.3 ist eine Bewertung des Einflusses der Ladungsbewegung zu finden. Die Versuche zum Übertrag auf einen Motor mit größerer Zylinderbohrung werden in Kapitel 6.4 beschrieben. Das Kapitel 6.5 beinhaltet Versuchsergebnisse zur Wirkung einer Mehrfachfunkenzündung im homogenen Magerbetrieb und Kapitel 6.6 zeigt wichtige Erkenntnisse zur Wirkungsgradsteigerung am Schichtladungsmotor auf.

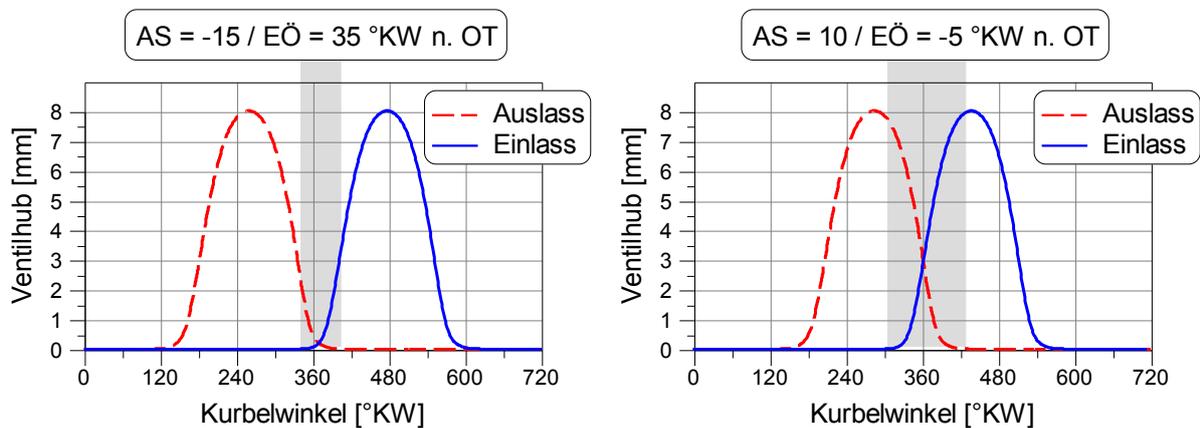
In Betriebsbereichen, in denen der Einzylindermotor aufgeladen wurde, erfolgte eine statische Anhebung des Saugrohr- und des Abgasgedrucks. Dabei wurde ein Vollmotor vergleichbarer Geometrie ähnliches Druckverhältnis von  $p_{32} = 1,06$  eingestellt; mit:

$$p_{32} = \frac{p_{\text{Abgas}}}{p_{\text{Saugrohr}}} \quad (6.1)$$

### 6.1 Voruntersuchungen mit interner Abgasrückführung

Um den Einfluss der internen AGR auf die Magerverbrennung besser beurteilen zu können, wurden am Einzylinderaggregat 1a Untersuchungen mit unterschiedlichen Ventilsteuerzeiten durchgeführt, die abhängig von der Ventilüberschneidung zu

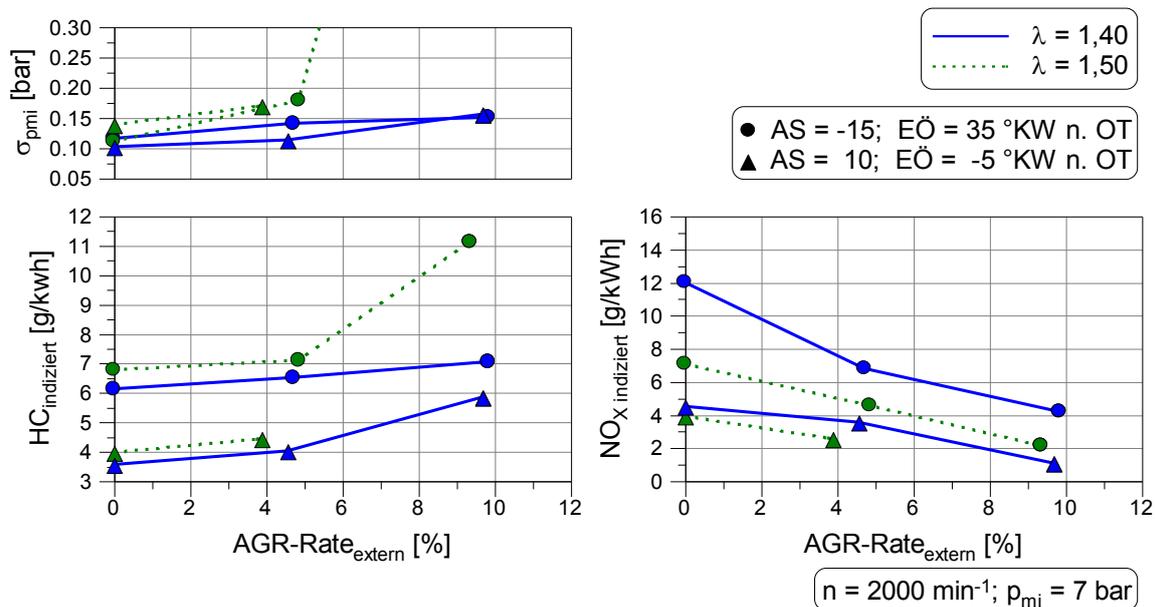
unterschiedlich hohen AGR-Raten durch interne AGR führen. Eine vergleichende Bewertung der Wirkung beider AGR-Strategien interne AGR und externe AGR soll durch die Variationen des Restgasgehalts mittels externer AGR mit verschiedenen Ventilsteuerzeiten ermöglicht werden. Für diese Untersuchungen wurde der Betriebspunkt mit einer Drehzahl von  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  und einem indizierten Mitteldruck von  $p_{mi} = 7 \text{ bar}$  ausgewählt. Bei verschiedenen Luft-Kraftstoff-Verhältnissen und einer Saugrohrtemperatur von  $T_{\text{Saugrohr}} = 40 \text{ °C}$  schlossen die Auslassventile bei einem Ventilhub von  $V_h = 2 \text{ mm}$  bei  $AS = -15 \text{ °KW n. OT}$  bzw.  $AS = 10 \text{ °KW n. OT}$ , während die Einlassventile bei einem Ventilhub von  $V_h = 2 \text{ mm}$  bei  $EÖ = 35 \text{ °KW n. OT}$  bzw.  $EÖ = -5 \text{ °KW n. OT}$  öffneten. In Abbildung 6.1 sind die entsprechenden Ventilhubverläufe und die sich ergebende Ventilüberschneidung dargestellt.



**Abbildung 6.1:** Ventilhubverläufe bei kleiner und großer Ventilüberschneidung

Die in Abbildung 6.1 im rechten Bildteil dargestellten Ventilsteuerzeiten entsprechen der an diesem Einzylindermotor maximal möglichen Ventilüberschneidung. In Abbildung 6.2 sind ausgewählte Größen der o. g. Versuchsreihe dargestellt. Während die Betrachtung der Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks  $\sigma_{p_{mi}}$  in Abbildung 6.2 kaum Rückschlüsse auf den Einfluss der gewählten Restgasstrategie auf die Verbrennung zulässt, ergeben sich durch die Auswertung der Emissionen deutliche Unterschiede. So ist erkennbar, dass sich die HC- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen durch die Verwendung der internen AGR bei größerer Ventilüberschneidung zusätzlich zum eingestellten Restgasgehalt durch externe AGR bei gleicher Zyklenschwankung deutlich verringern lassen. Dies ist insbesondere durch den Temperaturanstieg zu begründen, der mit der Verwendung des heißen Restgases einhergeht. Durch die

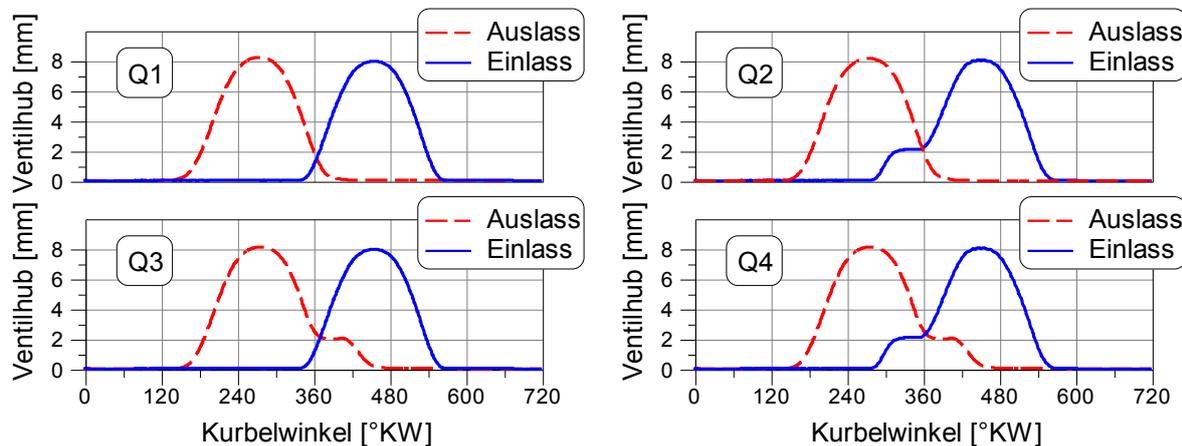
höhere Temperatur können die Gemischbildung und die Verbrennung verbessert werden, was schlussendlich bei gleicher Zyklenschwankung einen höheren Gesamtrestgasgehalt bestehend aus der Summe von ext. und int. AGR ermöglicht. Dieser ist auch notwendig, um einen geringen Anstieg der  $\text{NO}_x$ -Emissionen infolge der höheren Gemischtemperatur zu kompensieren. Anhand der erzielten Versuchsergebnisse wird deutlich, dass sich der Temperaturanstieg des Luft-Kraftstoff-Gemischs bedingt durch die Verwendung der internen AGR durch eine deutliche Absenkung der Prozesstemperatur sogar überkompensieren lässt.



**Abbildung 6.2:** Kombination von externer und interner Abgasrückführung

Um für zukünftige Magerbrennverfahren die externe AGR vollständig durch interne AGR ersetzen und noch nicht genutzte Potenziale erschließen zu können, bedarf es einer geeigneten Auslegung der Ventilsteuerung und insbesondere der Ventilerhebungskurven, sodass die notwendigen Restgasraten darstellbar sind. Wie bereits in Kapitel 3.2.3.1 beschrieben wurde, bietet sich für solche Brennverfahren, die auch höhere Motorlasten abdecken sollen, das Rücksaugen von Restgas aus dem Auslasskanal oder das Zurückschieben mit anschließendem Ansaugen von Restgas aus dem Einlasskanal an. Um den Restgasgehalt durch eine Phasenverstellung der Nockenwellen betriebspunktabhängig steuern zu können, ist ein verlängertes Öffnen der Ein- oder Auslassventile über den OT hinaus denkbar, wie es z. B. in DE102011114065A1 [86] und Rau et al. [87] beschrieben ist. In Schilling [70] sind

bereits Untersuchungen mit ähnlicher Nockengeometrie im geschichteten Magerbetrieb dokumentiert, die zu vielversprechenden Ergebnissen geführt haben. Ausgehend von der Möglichkeit, sowohl die Ein- wie auch die Auslassventile über den OT hinaus zu öffnen, ergeben sich vier Anwendungsfälle (Q1 – Q4), die in der Abbildung 6.3 definiert werden.

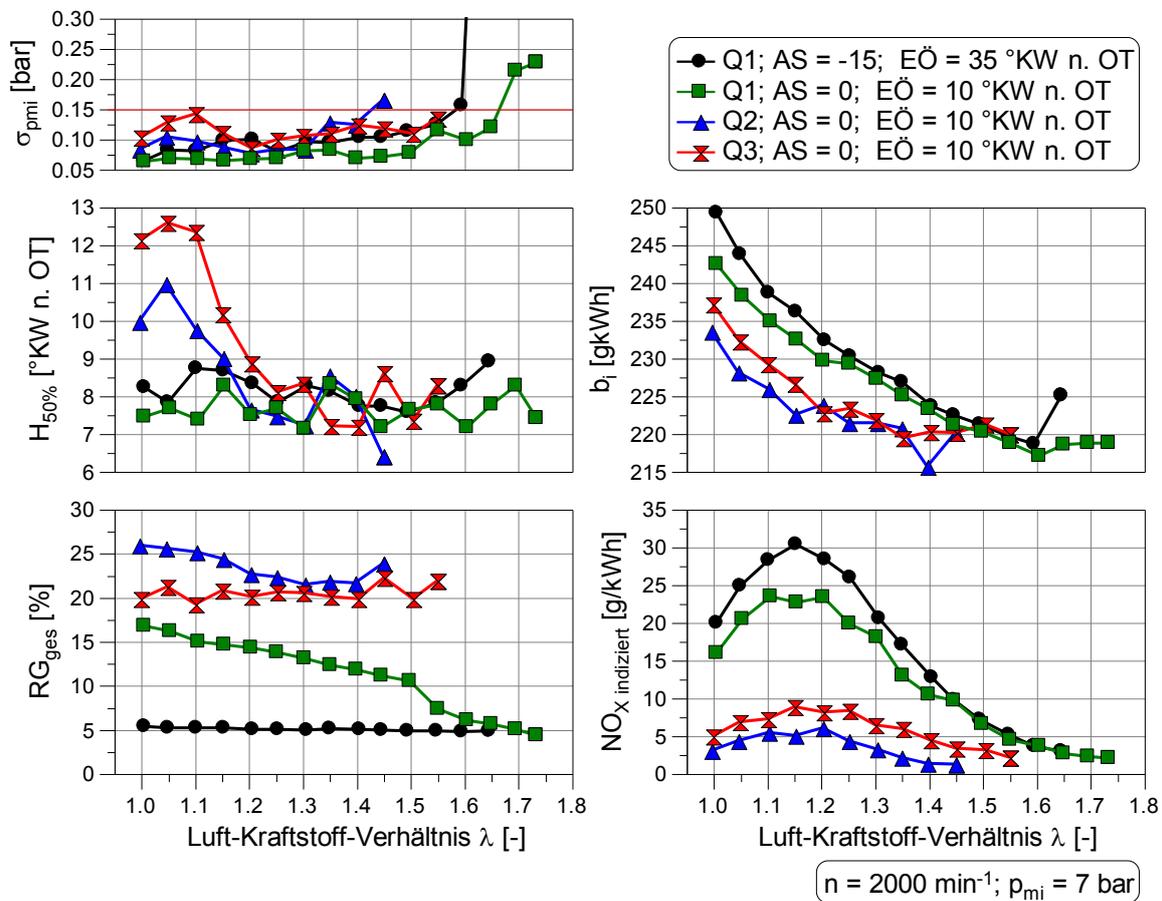


**Abbildung 6.3:** Möglichkeiten der AGR-Steuerung durch verlängert geöffnete Ventile

Während sich der Ventilhub im Bereich des OT, in Anlehnung an Schilling [70] nachfolgend Plateauhub genannt, aus dem minimalen Abstand zwischen Ventilteller bei geschlossenem Ventil und Ventiltasche im Kolbenboden unter Berücksichtigung entsprechender Sicherheitsfaktoren ergibt, kann die Gesamtbreite des Vor- bzw. Nachnockens, nachfolgend Plateaubreite genannt, an motor- und brennverfahrensspezifische Randbedingungen angepasst werden. Dadurch ist neben der Vergrößerung der Ventilüberschneidungsfläche die Möglichkeit gegeben, die Ventilsteuerzeiten Auslass-öffnet (AÖ) und Einlass-schließt (ES) geringfügig anzupassen, sodass weitere Potenziale zur Senkung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes und der Schadstoffemissionen genutzt werden können.

Für eine vergleichende Bewertung der unterschiedlichen Ventilerhebungskurven wurden am Einzylindermotor 1a Untersuchungen mit der Standardnockenform (Q1) und der Plateaunockenform auf der Ein- (Q2) und Auslassseite (Q3) durchgeführt. Der Plateauhub  $h_{p1}$  betrug dabei 2,0 mm, die Plateaubreite  $b_{p1}$  60 °KW. Im Rahmen der Untersuchungen wurde im Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  und  $p_{mi} = 7 \text{ bar}$  das Luft-Kraftstoff-Verhältnis  $\lambda$  ausgehend vom stöchiometrischen Betrieb für unterschiedli-

che Ventilsteuerzeiten erhöht. Die Abbildung 6.4 zeigt einige Ergebnisse dieser Versuchsreihe.



**Abbildung 6.4:** Vergleich versch. Ventilerhebungskurven im homogenen Magerbetrieb

Aus Abbildung 6.4 geht hervor, dass sich der Einzylindermotor im o. g. Betriebspunkt mit allen verglichenen Strategien betreiben lässt und die Laufruhe  $\sigma_{pmi}$  erst im Bereich der Magerlaufgrenze, die abhängig von der gewählten Ventilerhebungs-kurve bei unterschiedlichen Luft-Kraftstoff-Verhältnissen liegt, über den definierten Grenzwert von  $\sigma_{pmi} = 0,15$  bar steigt. Der Grenzwert der Laufruhe von  $\sigma_{pmi}$  ist in der grafischen Darstellung mittels einer roten Linie dargestellt.

Die Verläufe des spez. Kraftstoffverbrauchs in Abbildung 6.4 zeigen deutlich, dass mit der Steigerung des Restgasgehalts durch interne AGR eine Absenkung des Kraftstoffverbrauchs einhergeht. Dies ist sowohl durch die geringeren Ladungs-wechselverluste als auch durch die Verbesserung von Gemischaufbereitung und Durchbrand infolge der höheren Gastemperatur zu begründen. Ein Vergleich der Standardnockenform (Q1) mit unterschiedlichen Ventilsteuerzeiten führt zu der

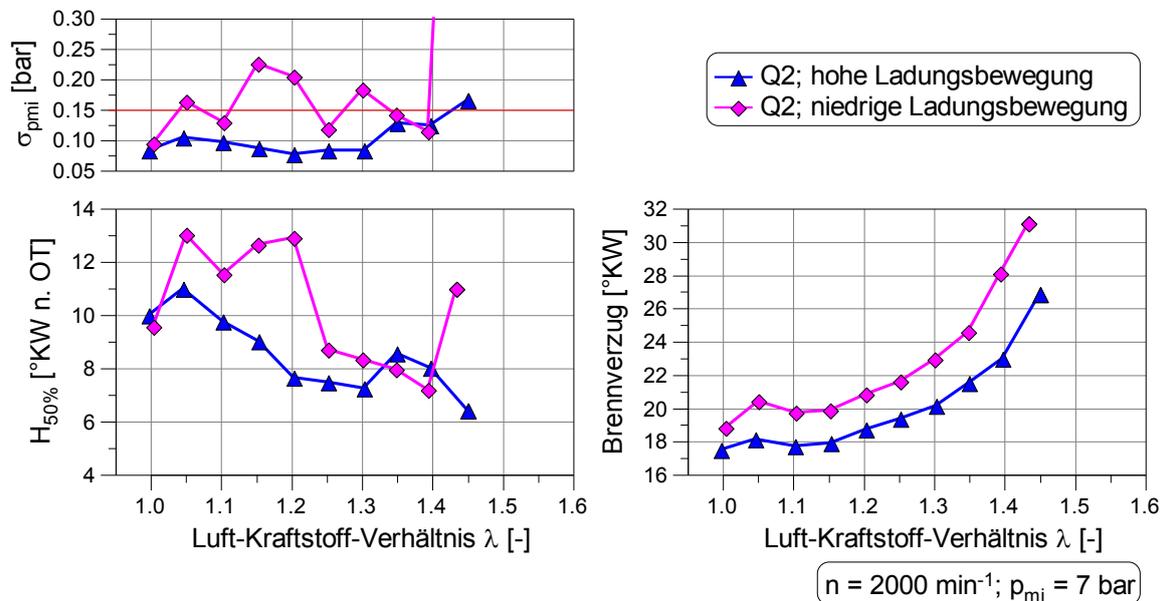
Erkenntnis, dass die Differenzen sowohl bzgl. des Kraftstoffverbrauchs als auch der  $\text{NO}_x$ -Emissionen mit zunehmendem Luft-Kraftstoff-Verhältnis abnehmen. Dies ist der Tatsache geschuldet, dass der Restgasgehalt infolge des abnehmenden Druckgefälles zwischen Saugrohrdruck und Abgasgedruck mit zunehmendem Luft-Kraftstoff-Verhältnis abnimmt und dadurch folglich der Restgasgehalt sinkt. Bei Verwendung der Plateaunockenform (Strategie Q2 und Q3) ändert sich der hohe Restgasgehalt bei steigendem Luft-Kraftstoff-Verhältnis hingegen nur geringfügig.

Auffällig ist außerdem, dass die Verwendung von Restgas aus dem Auslasskanal (Q3) bei niedrigen Luft-Kraftstoff-Verhältnissen zu einem höheren spez. Kraftstoffverbrauch führt, als verwendetes Restgas aus dem Einlasskanal (Q2). Hauptursache dafür ist die höhere Temperatur des Restgases, die bei  $\lambda < 1,20$  zu einer klopfenden Verbrennung führt, sodass die Schwerpunktlage der Verbrennung zu Lasten des Kraftstoffverbrauchs und der Zyklenschwankung nach spät verschoben werden muss. Bei Verwendung der Strategie Q2 sind diese Verschiebungen von  $H_{50\%}$  ebenfalls erkennbar, jedoch bedarf es aufgrund der geringeren Gastemperaturen hier eines geringfügigeren Zündwinkelrückzugs.

Zusätzlich zu den bereits genannten Verbrauchsvorteilen durch die Verwendung der Plateaunockenform ergeben sich signifikante Vorteile seitens der  $\text{NO}_x$ -Emissionen. Hier sind neben den erreichbaren Minimalwerten insbesondere die flachen Verläufe bei einer Erhöhung des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses zu nennen, die auch im instationären Betrieb deutliche Vorteile bieten. Hauptursache für die niedrigen  $\text{NO}_x$ -Emissionen ist der hohe Restgasgehalt, der während der o. g. Versuchsreihe mindestens 20 % beträgt. Die niedrigere Gastemperatur bei Anwendung des Plateaunockens auf der Einlassseite ermöglicht trotz geringfügig früher gelegener Schwerpunktlagen bei niedrigen Luft-Kraftstoff-Verhältnissen etwas niedrigere  $\text{NO}_x$ -Emissionen als der Plateaunocken auf der Auslassseite. Weiterhin lassen sich durch die Verwendung des Plateaus auf der Einlassseite bei gleichen Ventilsteuerzeiten geringfügig höhere Restgasraten darstellen.

Ergänzend zu den bereits dargelegten Versuchen wurde im o. g. Betriebspunkt die Strategie Q2 mit geringfügig veränderter Ladungsbewegung untersucht. Dazu bietet der Einzylindermotor 1a die Möglichkeit eine im Einlasskanal integrierte Tumble-

walze so zu verdrehen, dass gezielt Einfluss auf die Ladungsbewegung genommen werden kann. Im Rahmen vorheriger Untersuchungen an einem ähnlichen Versuchsaufbau, die in Böcking [88] dokumentiert sind, wurde festgestellt, dass eine geringfügige Steigerung der Ladungsbewegung durch ein Anstellen der Tumblewalze im gesamten Motorkennfeld zu Vorteilen führt, sodass Verbrennungsuntersuchungen an diesem Einzylindermotor mit Ausnahme von explizit genannten Messungen mit angestellter Tumblewalze durchgeführt werden. Um den Einfluss der Ladungsbewegung auf die homogene Magerverbrennung mit Plateaunocken auf der Einlassseite beurteilen zu können, wurden beide Stellungen der Tumblewalze untersucht. Ausgewählte Größen der Versuchsergebnisse sind in Abbildung 6.5 dargestellt.



**Abbildung 6.5:** Wirkung einer geringfügig veränderten Ladungsbewegung

Bei Betrachtung der Versuchsergebnisse in Abbildung 6.5 wird deutlich, dass eine geringfügige Reduzierung der Ladungsbewegung deutliche Auswirkungen auf die Verbrennung im untersuchten Betriebspunkt hat. Zum einen ist ein Anstieg des Brennverzugs um ca. 2 °KW festzustellen, zum anderen wirkt sich die Absenkung des Ladungsbewegungsniveaus negativ auf die Klopfneigung aus, sodass die Verbrennungsschwerpunktlage später liegen muss. Eine Überlagerung beider Effekte hat zur Konsequenz, dass die Laufunruhe deutlich zunimmt und schlussendlich oberhalb der noch tolerierbaren Grenze liegt. Aufbauend auf dieser Erkenntnis

werden alle folgenden Versuchsreihen an den Einzylindermotoren 1a und 1b mit angestellter Tumblewalze durchgeführt. Um zukünftige Magerbrennverfahren mit hohen Restgasgehalten entwickeln zu können, muss eine Bewertung des Einflusses einer signifikanten Steigerung des Ladungsbewegungsniveaus an Motoren mit abweichender Brennraumgeometrie erfolgen. Dazu wurden weitere Versuchsreihen durchgeführt, die in Kapitel 6.3 beschrieben werden. Die abschließende Bewertung erfolgt auf Basis dieser Versuchsergebnisse.

### **6.2 Kennfeldvermessung im homogenen Magerbetrieb**

Um das Potenzial der homogenen Magerverbrennung mit Plateaunockenform auf der Einlassseite bewerten zu können, wurde ein Motorkennfeld unter Verwendung des Einzylindermotors 1b vermessen. Dieser beruht im Wesentlichen auf dem Aufbau des Einzylindermotors 1a, weist jedoch bei gleicher Bohrung einen höheren Hub und damit einen größeren Hubraum auf. Dadurch ist aufgrund der höheren Kolbengeschwindigkeit ausgehend von dem hohen Ladungsbewegungsniveau des Einzylindermotors 1a eine weitere Erhöhung der Ladungsbewegung zu erwarten. Im Rahmen der dazu durchgeführten Versuche wurden in unterschiedlichen Betriebspunkten bei verschiedenen Luft-Kraftstoff-Verhältnissen die Ventilsteuerzeiten variiert und die sich ergebenden Abhängigkeiten analysiert.

Im ersten Schritt erfolgt eine Bewertung des Einflusses der Verbrennungsschwerpunktlage  $H_{50\%}$ , sodass im weiteren Verlauf der Untersuchungen dieselbe als Randbedingungen definiert werden kann. Die Abbildung 6.6 zeigt die Versuchsergebnisse einer  $H_{50\%}$ -variation im Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  und  $p_{mi} = 7 \text{ bar}$  für ein Luft-Kraftstoff-Verhältnis von  $\lambda = 1,40$  und verschiedene Ventilsteuerzeiten. Der verwendete Plateaunocken auf der Einlassseite entspricht dabei dem, der in Kapitel 6.1 genutzt wurde. Die in Abbildung 6.6 dargestellten Ergebnisse zeigen, dass die unterschiedlichen Ventilsteuerzeiten im betrachteten Betriebspunkt die Abhängigkeit von der Verbrennungsschwerpunktlage nicht beeinflussen. Eine größere Ventilüberschneidungsphase führt aufgrund des höheren Restgasgehalts zu einem größeren Brennverzug, einer längeren Brenndauer und niedrigeren  $\text{NO}_x$ -Emissionen aufgrund einer geringeren Prozesstemperatur. Die daraus resultierende Verschiebung der betrachteten Messgrößen auf der y-Achse ist, unabhängig von der Verbrennungs-

schwerpunktlage  $H_{50\%}$ . So hat eine Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage nach spät bei allen betrachteten Ventilsteuerzeiten die Folge, dass die  $\text{NO}_x$ -Emissionen aufgrund niedrigerer Temperaturen und Drücke stetig abnehmen. Die Laufunruhe des Motors  $\sigma_{\text{pmi}}$  sowie die HC- und CO-Emissionen nehmen hingegen stetig zu. Der Kraftstoffverbrauch erreicht im Bereich von  $H_{50\%} = 4 \dots 7$  °KW n. OT ein Minimum. Das bei späterer Verbrennungsschwerpunktlage ungünstige effektive Expansionsverhältnis führt dazu, dass der Kraftstoffverbrauch mit einer Verschiebung von  $H_{50\%}$  nach spät stetig ansteigt.

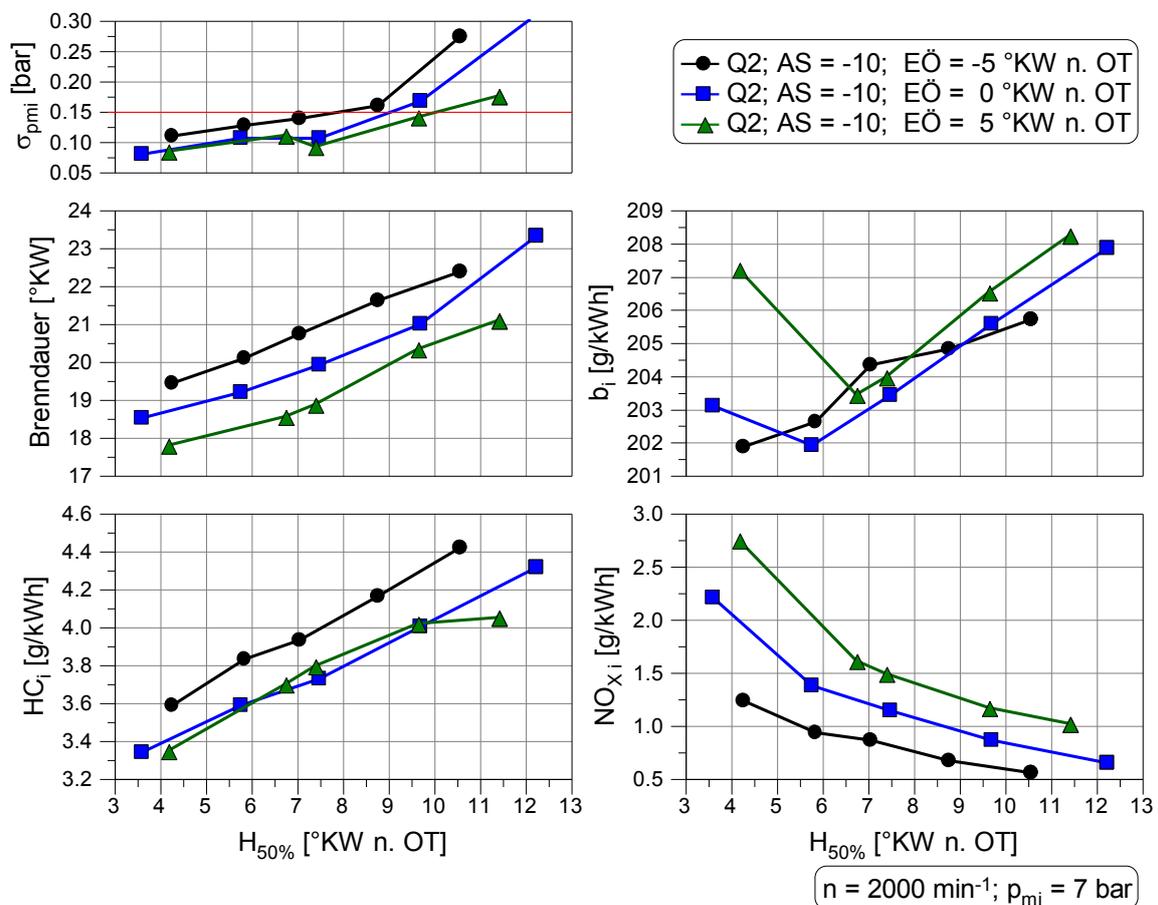


Abbildung 6.6: Einfluss der Verbrennungsschwerpunktlage  $H_{50\%}$

Schlussendlich bleibt festzuhalten, dass für einen günstigen Kompromiss aus Kraftstoffverbrauch, Laufunruhe und Schadstoffemissionen bei den untersuchten Randbedingungen eine Verbrennungsschwerpunktlage von ca. 6 bis 8 °KW n. OT im homogenen Magerbetrieb anzustreben ist. Um in kritischen Betriebspunkten die Laufunruhe zu verbessern, lässt sich  $H_{50\%}$  mit dem Nachteil höherer  $\text{NO}_x$ -Emissionen nach früh verschieben, während bei günstiger Laufruhe eine Verschiebung nach spät

zur weiteren Reduzierung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen bei geringfügig steigendem Kraftstoffverbrauch möglich ist. Damit ergibt sich ein zusätzlicher Freiheitsgrad für die Optimierung der Verbrennung.

Zur Bewertung der Luft- und Restgasverträglichkeit wurde im Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  und  $p_{\text{mi}} = 5 \text{ bar}$  für verschiedene Luft-Kraftstoff-Verhältnisse bei unterschiedlichen Ventilsteuerzeiten der Auslassventile die Ventilsteuerzeit Einlass-Öffnet variiert und die sich überlagernden Einflüsse auf die Verbrennung untersucht. Die Verbrennungsschwerpunktlage wurde versuchsübergreifend auf  $H_{50\%} = 8 \text{ °KW n. OT}$  eingestellt. Die Abbildung 6.7 zeigt eine Auswahl der gemessenen Größen.

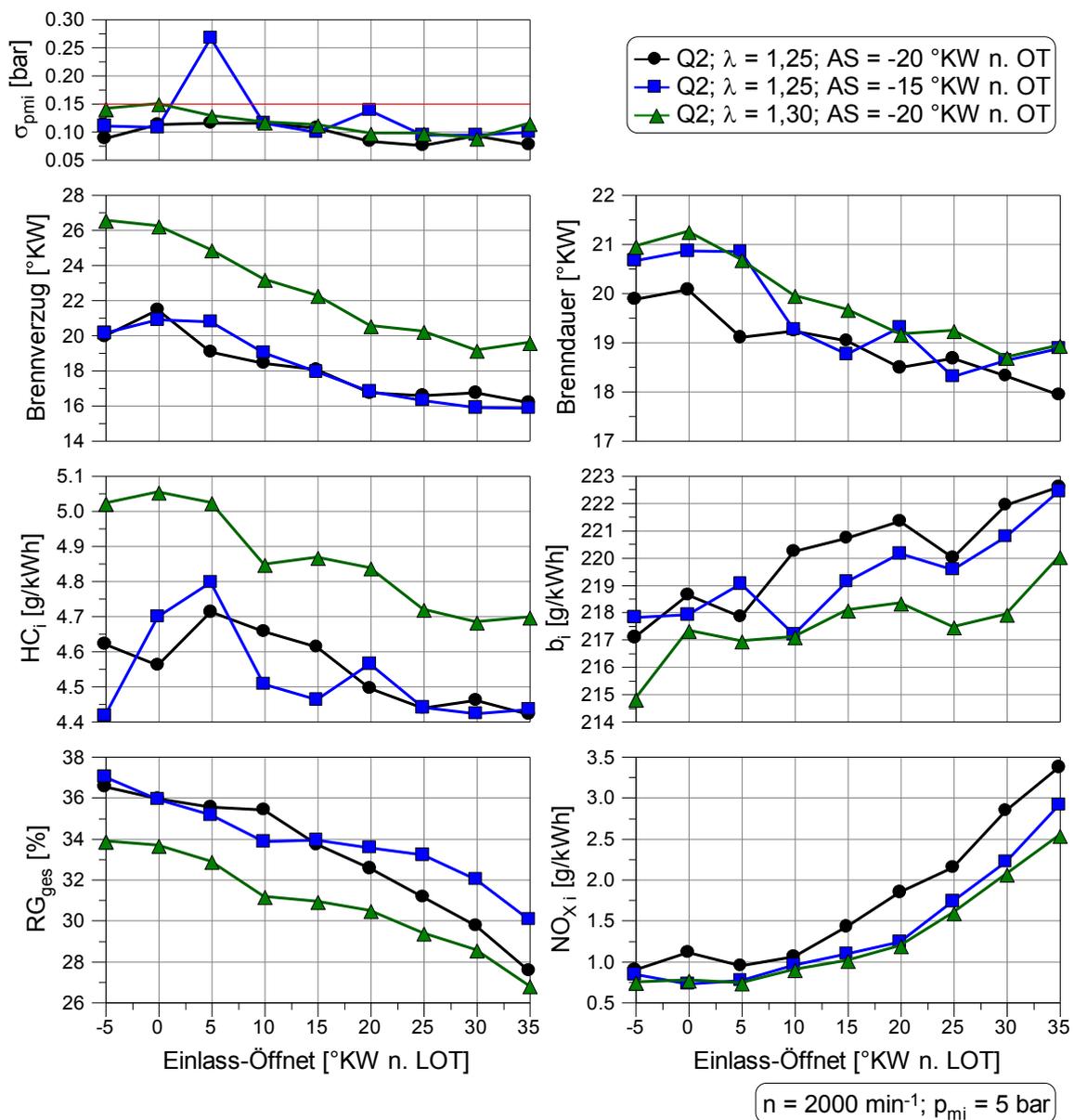


Abbildung 6.7: Luft- und Restgasverträglichkeit bei niedriger Teillast

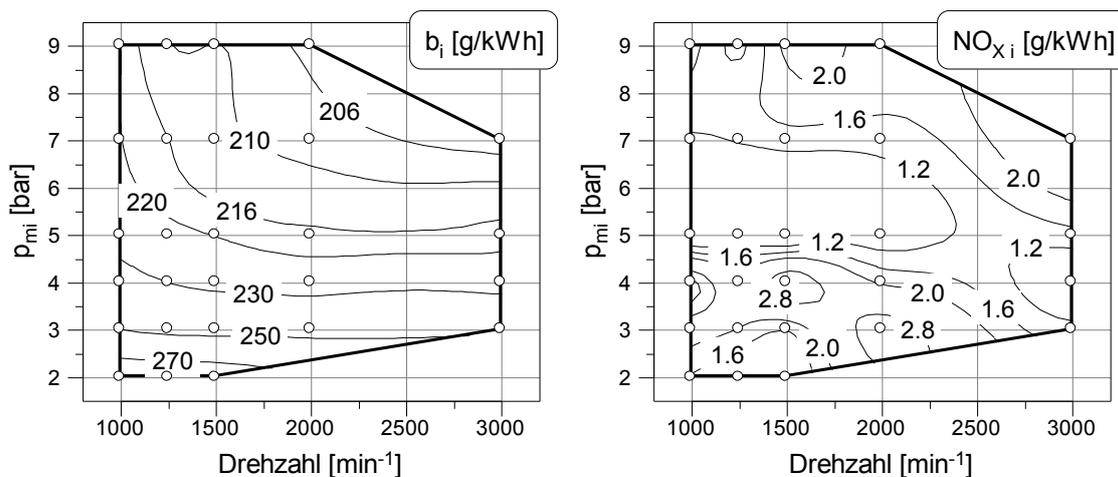
Wie in Abbildung 6.7 zu sehen ist, lässt sich der Restgasgehalt im angedrosselten Betrieb durch eine größere Ventilüberschneidungsphase steigern und damit die Prozesstemperatur absenken, wodurch folglich der Ausstoß an  $\text{NO}_x$ -Emissionen reduziert wird. Gleichzeitig ist erkennbar, dass sich ein etwas höheres Luft-Kraftstoff-Verhältnis erwartungsgemäß positiv auf den Kraftstoffverbrauch auswirkt. Um ein höheres Luft-Kraftstoff-Verhältnis darstellen zu können, ist der Saugrohrdruck durch ein geringfügiges Öffnen der Drosselklappe zu steigern, weshalb der Restgasgehalt durch interne AGR in Folge des niedrigeren Druckgefälles abnimmt.

Bei Betrachtung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen fällt auf, dass sich ausgehend von einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von  $\lambda = 1,25$  und einer Ventilsteuerzeit  $AS = -20^\circ\text{KW n. OT}$  der Ausstoß an  $\text{NO}_x$ -Emissionen sowohl durch die Verdünnung mit Sauerstoff als auch durch die Verdünnung mit Restgas gleichermaßen verringern lässt. Im Gegensatz zur Verdünnung mit heißem Restgas wirkt sich die Verdünnung mit kalter Luft in diesem Betriebspunkt jedoch negativ auf die Verbrennung aus. Dies ist insbesondere anhand des längeren Brennverzugs und der gesteigerten HC-Emissionen erkennbar. Eine Verbesserung des Zündsystems könnte diesen Nachteil kompensieren und u. U. sogar höhere Luft-Kraftstoff-Verhältnisse und damit eine weitere Reduzierung der Schadstoffemissionen ermöglichen. Eine Verbesserung des Durchbrennens ist durch die Verwendung eines optimierten Zündsystems hingegen nicht zu erwarten.

Auf Basis einer Vielzahl verschiedener Versuchsreihen lässt sich durch die Kombination der jeweiligen Bestpunkte ein Motorkennfeld generieren, das einen betriebspunktübergreifenden Vergleich zu anderen Brennverfahren ermöglicht, der wiederum die Grundlage für eine Potenzialaussage des homogenen Magerbetriebs darstellt. Da im Bereich sehr niedriger Motorlasten von  $p_{mi} < 5$  bar aufgrund der Motorconfiguration statt des wirkungsgradoptimalen Schichtladungsbetriebs der homogene Magerbetrieb Verwendung finden soll, bietet es sich an, zur weiteren Wirkungsgradsteigerung den Magerbetrieb mit einer Entdrosselungsstrategie zu kombinieren. Bekannte Entdrosselungsstrategien auf Basis variabler Ventiltriebe sind z. B. der Miller- und der Atkinson-Kreisprozess [8]. Da ersterer das Ladungsbewegungsniveau durch das frühzeitige Schließen der Einlassventile signifikant reduziert und damit die Abmagerungsfähigkeit beeinträchtigt, ist der Atkinson-Kreisprozess durch

ein verspätetes Schließen der Einlassventile nach dem UT in Kombination mit dem homogenen Magerbetrieb zu bevorzugen. Dieser lässt sich entweder durch einen zweiten Sondernocken auf der Nockenwelle oder durch die Verwendung des Platteauockens einhergehend mit einer Verstellung der Ventilsteuerzeiten nach spät darstellen. Entscheidend für den möglichen Verbrauchsvorteil durch den Atkinson-Kreisprozess ist die Gesamtbreite des Einlassnockens.

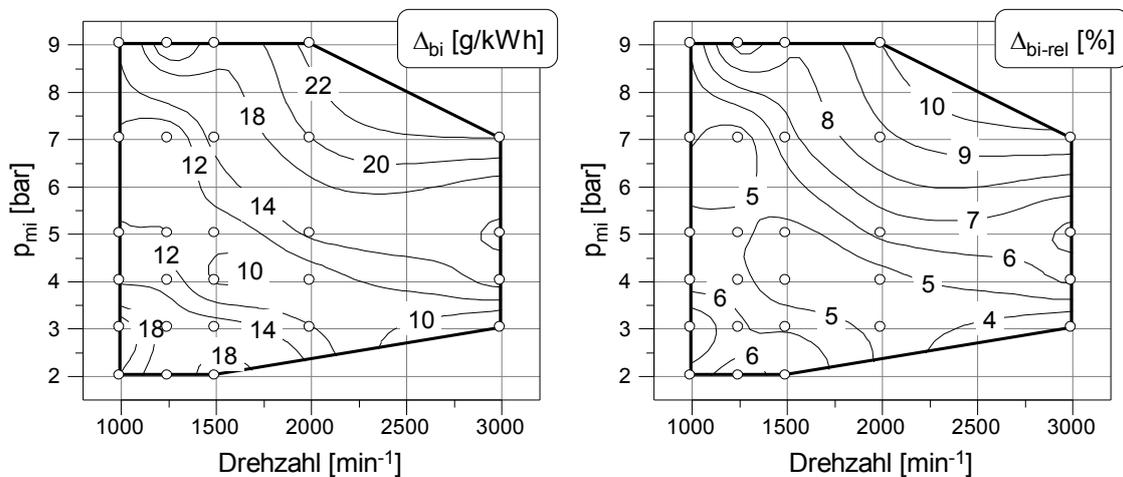
Eine Vielzahl von Versuchen in verschiedenen Betriebspunkten haben gezeigt, dass für den untersuchten Einzylindermotor 1b ein um 100 °KW breiterer Einlassnocken als der Standardnocken die optimale Ventilhebung für einen Atkinson-Kreisprozess bei niedrigen Lasten von  $p_{mi} < 5$  bar darstellt. Entsprechend wurden die Betriebspunkte dieses Lastbereichs unter Verwendung dieses Nockens vermessen und zur Generierung eines Motorenkennfelds für den homogenen Magerbetrieb verwendet. Die Abbildung 6.8 zeigt die Größen „Kraftstoffverbrauch“ und „NO<sub>x</sub>-Emissionen“ im Kennfeld.



**Abbildung 6.8:** Homogener Magerbetrieb im Kennfeld

An demselben Einzylindermotor 1b wurde im stöchiometrischen Betrieb ein Motorenkennfeld unter Verwendung der Standardventilhebung vermessen, wobei in jedem einzelnen Betriebspunkt die verbrauchsgünstigsten Ventilsteuerzeiten ermittelt wurden. Die Abbildung 6.9 stellt den Verbrauchsvorteil der homogenen Magerverbrennung gegenüber dem stöchiometrischen Betrieb dar. Daraus geht hervor, dass sich bei der betrachteten Motorenkonfiguration in weiten Kennfeldbereichen ein

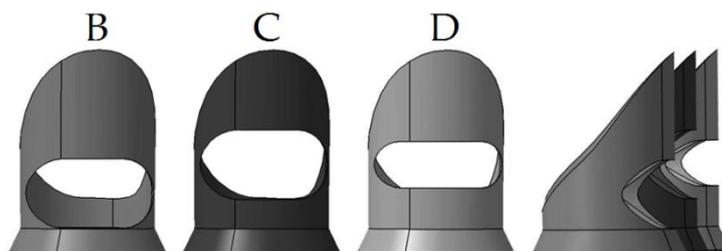
Verbrauchsvorteil von mindestens 5 % ergibt. Bei höheren Lasten und Drehzahlen sind sogar 8 bis 10 % Verbrauchsvorteil darstellbar.



**Abbildung 6.9:** Verbrauchsvorteil des homogenen Magerbetriebs, Basis: stöchiometrischer Betrieb mit Standardnockenform und optimierten Ventilsteuerzeiten

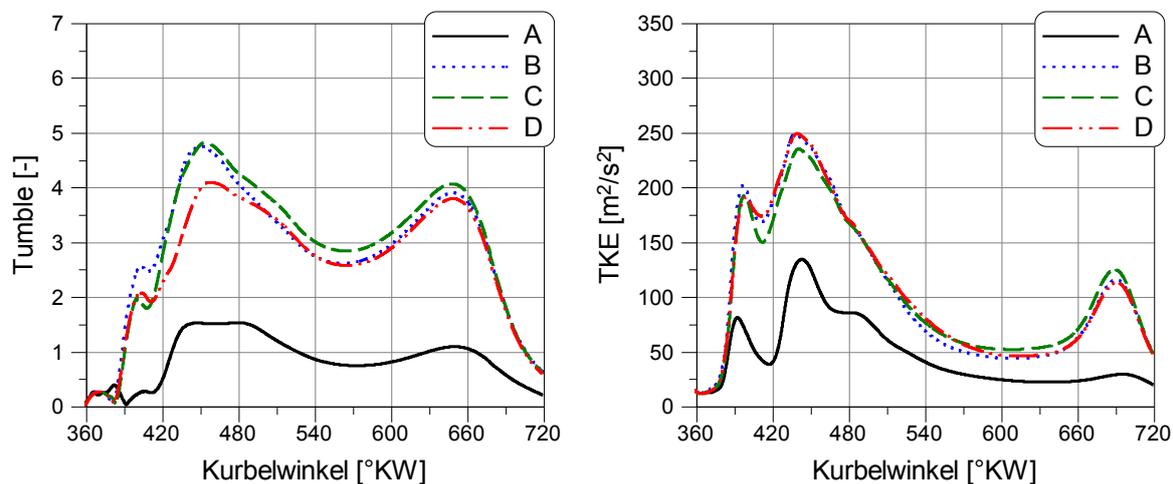
### 6.3 Bewertung des Einflusses der Ladungsbewegung

Das Einzylinderaggregat 2 ist für den heterogenen Magerbetrieb ausgelegt und verfügt über ein geringes Ladungsbewegungsniveau. Um den Einfluss der Ladungsbewegung bewerten zu können, bedarf es einer flexiblen Möglichkeit, die selbige signifikant zu steigern. Durch die Auslegung verschiedener Varianten von Kanaleinsätzen, die ausgehend vom Brennraum in die Einlasskanäle eingeschoben werden können, ist diese Möglichkeit für Untersuchungen an demselben Versuchsmotor gegeben und es können zusätzliche Einflüsse durch einen Motorwechsel ausgeschlossen werden. Die Einlasskanaleinsätze unterscheiden sich durch die Position und Größe der eingearbeiteten Öffnung, die für die Steigerung der Ladungsbewegung maßgeblich verantwortlich ist. Die Abbildung 6.10 zeigt drei Varianten der Einlasskanaleinsätze mit unterschiedlichen Öffnungsgrößen und -positionen.



**Abbildung 6.10:** Verschiedene Einlasskanaleinsätze

Durch den Öffnungsquerschnitt und dessen Position im Kanaleinsatz soll die Strömung gezielt über den oberen Ventiltellerrand in den Brennraum geleitet werden, sodass sich dort eine ausgeprägte Tumbleströmung ausbildet, die zum Ende der Kompression in Turbulenz zerfällt. Für die Bewertung der o. g. Kanaleinsätze bietet sich ein Vergleich geeigneter Kriterien, wie der Tumblezahl<sup>12</sup>  $n_T$  oder der turbulenten kinetischen Energie (TKE) an, deren Berechnung mittels einer 3D-CFD-Simulation erfolgen kann. Die Abbildung 6.11 zeigt die sich rechnerisch ergebenden Verläufe der Tumblefrequenz und der TKE in Abhängigkeit des Kurbelwinkels im Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  bei  $p_{mi} = 3 \text{ bar}$  im Schichtladungsbetrieb für die verschiedenen Kanaleinsätze. Die Verläufe ohne Kanaleinsatz sind mit dem Buchstaben A gekennzeichnet.

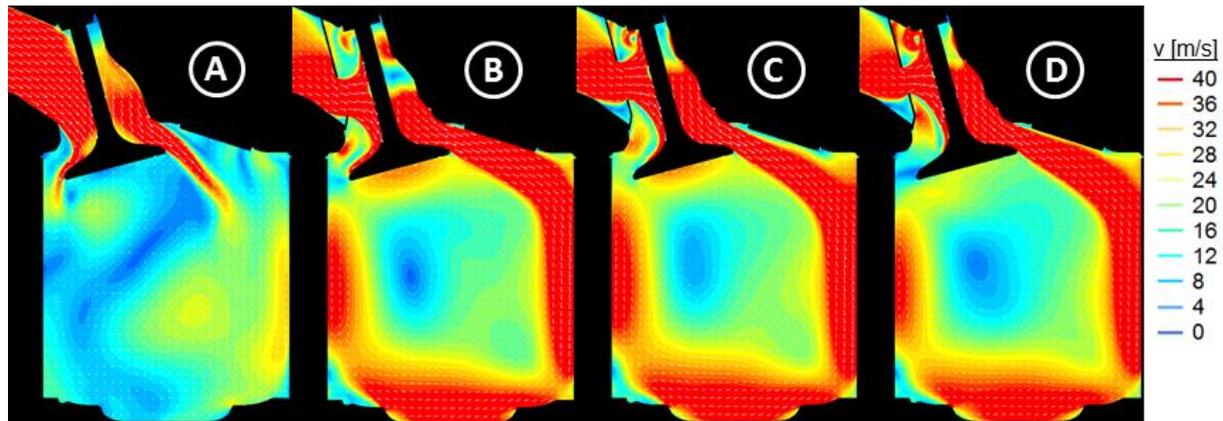


**Abbildung 6.11:** Tumble und TKE bei versch. Einlasskanaleinsätzen [89]

Die Ergebnisse der 3D-CFD-Simulation zeigen, dass durch die Verwendung einer beliebigen Variante der Kanaleinsätze eine signifikante Steigerung der Ladungsbeziehung zu erwarten ist. Im Vergleich zu dem Einlasskanal ohne Einsatz können die Tumblezahl und die TKE vor ZOT auf diese Weise etwa um den Faktor drei gesteigert werden. Wenngleich die Unterschiede zwischen den verschiedenen Kanalein-

<sup>12</sup> Die Tumblezahl  $n_T$  entspricht dem Maximum des transienten Verlaufs der Tumblefrequenz  $\nu_T$  während des Kompressionstakts in Bezug auf die Rotationsfrequenz der Kurbelwelle  $\nu_{KW}$ ;  $n_T = \frac{\nu_T}{\nu_{KW}}$ . Die Tumblefrequenz  $\nu_T$  ist definiert als der Quotient aus dem Drehimpuls  $L$  und dem Massenträgheitsmoment  $\Theta$  bei einer Motordrehzahl von  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  und geöffneter Drosselklappe,  $\nu_T = \frac{L}{\Theta}$ , bezogen auf eine Achse, die parallel zur Kurbelwelle verläuft und die Zylinderachse im Zentrum der Ladung schneidet. Der Drehimpuls  $L$  sowie das Massenträgheitsmoment  $\Theta$  werden mittels 3D-CFD berechnet.

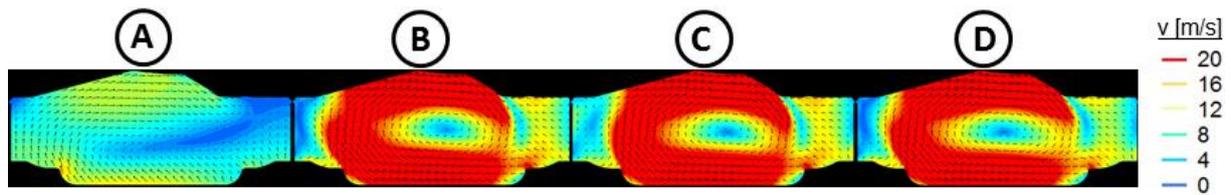
sätzen gering sind, wird angesichts der berechneten Verläufe die größte Steigerung der Ladungsbewegung durch die Verwendung der Variante C erreicht. Um diesen Sachverhalt näher betrachten zu können, wurde mittels der 3D-CFD-Simulation zusätzlich die lokale Strömungsgeschwindigkeit während des Ladungswechsels für alle Einsatzvarianten berechnet. Diese sind in der Abbildung 6.12 bei einem Einlassventilhub von  $h_{EV} = 8,6 \text{ mm}$  und  $\varphi = 477^\circ \text{KW}$  dargestellt.



**Abbildung 6.12:** *Strömungsgeschwindigkeit während des Ladungswechsels* [89]

In dieser Abbildung 6.12 ist gut zu erkennen, dass die angesaugte Luft ohne Verwendung eines Kanaleinsatzes über den unteren Ventiltellerrand in den Brennraum strömt und somit die Ausbildung einer Tumbleströmung behindert. Bei Verwendung der Kanaleinsätze strömt die Luft primär über den oberen Ventiltellerrand in den Brennraum und unterstützt die Bildung einer Tumbleströmung. Die niedrig angeordnete Öffnung der Einsatzvariante B führt zu einem leichten Überströmen des unteren Tellerrands während die Einsatzvariante D mit hoch angeordneter Öffnung das völlig verhindert. Die Einsatzvariante C verfügt über eine mittig angeordnete Öffnung, deren Querschnitt etwas größer ist als jener der Variante D und damit ein Anlegen der Strömung am Brennraumdach verhindert. Die Einsatzvariante C stellt somit die beste Wahl für die Untersuchungen am Einzylindermotor dar und findet folglich für die Bewertung des Einflusses der Ladungsbewegung Verwendung.

Die Abbildung 6.13 stellt ergänzend die berechnete lokale Strömungsgeschwindigkeit während der Verdichtung bei  $\varphi = 676^\circ \text{KW}$  dar und veranschaulicht, dass durch die Verwendung einer optimierten Kolbengeometrie weitere Potenziale erschlossen werden könnten.



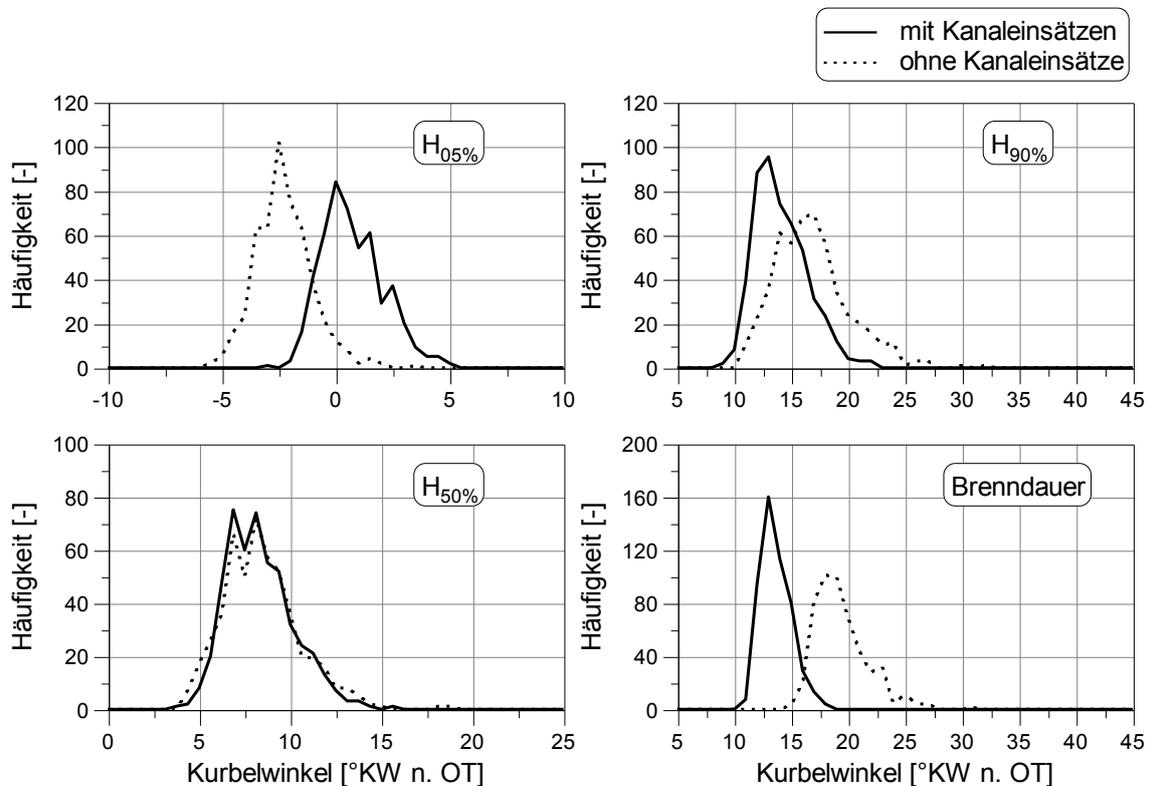
**Abbildung 6.13:** Strömungsgeschwindigkeit während der Verdichtung [89]

Es ist ersichtlich, dass in der Nähe der Brennraumwand vorwiegend niedrige Strömungsgeschwindigkeiten vorliegen, die durch eine entsprechende Anpassung der Kolbenbodengeometrie gesteigert werden könnten. Die Folge wäre eine Verbesserung des Durchbrennens und eine damit einhergehende Steigerung der Verdünnbarkeit durch Restgas oder Luft, was wiederum eine Verringerung des Kraftstoffverbrauchs und des  $\text{CO}_2$ -Ausstoßes bedeuten würde. Um im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen zum Einfluss der Ladungsbewegung nicht mehrere Motorkomponenten zu tauschen, wurde von einem Wechsel des Kolbens abgesehen und lediglich der Einfluss des beschriebenen Einlasskanaleinsatzes C bewertet.

Für eine vergleichende Bewertung der Verbrennung mit und ohne die o. g. Kanaleinsätze wurde das Luft-Kraftstoff-Verhältnis im Betriebspunkt  $n = 1400 \text{ min}^{-1}$  und  $p_{mi} = 6 \text{ bar}$  mit den Ventilsteuerzeiten  $AS = 5^\circ \text{KW n. OT}$  und  $EÖ = 0^\circ \text{KW n. OT}$  bei einer Verbrennungsschwerpunktlage von  $H_{50\%} = 8^\circ \text{KW n. OT}$  erhöht. Bei Anwendung der Strategie Q2 fand eine Plateaunockenformen mit einem Plateauhübe von  $h_{pi} = 1,8 \text{ mm}$  und einer Plateaubreite von  $b_{pi} = 40^\circ \text{KW}$  Verwendung. Die Abbildung 6.14 zeigt eine Auswahl der gemessenen Größen. Bei Betrachtung der Standardabweichung  $\sigma_{pmi}$  in Abbildung 6.14 fällt auf, dass eine Steigerung der Ladungsbewegung durch die Verwendung der Kanaleinsätze zu einer signifikanten Reduzierung der Zyklenschwankung mit beiden untersuchten Nockenformen führt. Dies ist primär der besseren Gemischaufbereitung und dem deutlich schnelleren Energieumsatz geschuldet, die genau wie die signifikante Verkürzung des Brennverzugs eine Folge der gesteigerten Ladungsbewegung sind. Der schnellere Energieumsatz führt darüber hinaus dazu, dass der ZZP bei Verwendung der Kanaleinsätze später liegt und damit günstigere Bedingungen für die Zündung des Luft-Kraftstoff-Gemischs vorliegen.



dung der konventionellen Nockenform und einer gemessenen Gesamtanzahl von 500 Zyklen. Ergänzend ist die Darstellung bei Verwendung eines Plateaunockenprofils auf der Einlassseite im Anhang A.3 zu finden.

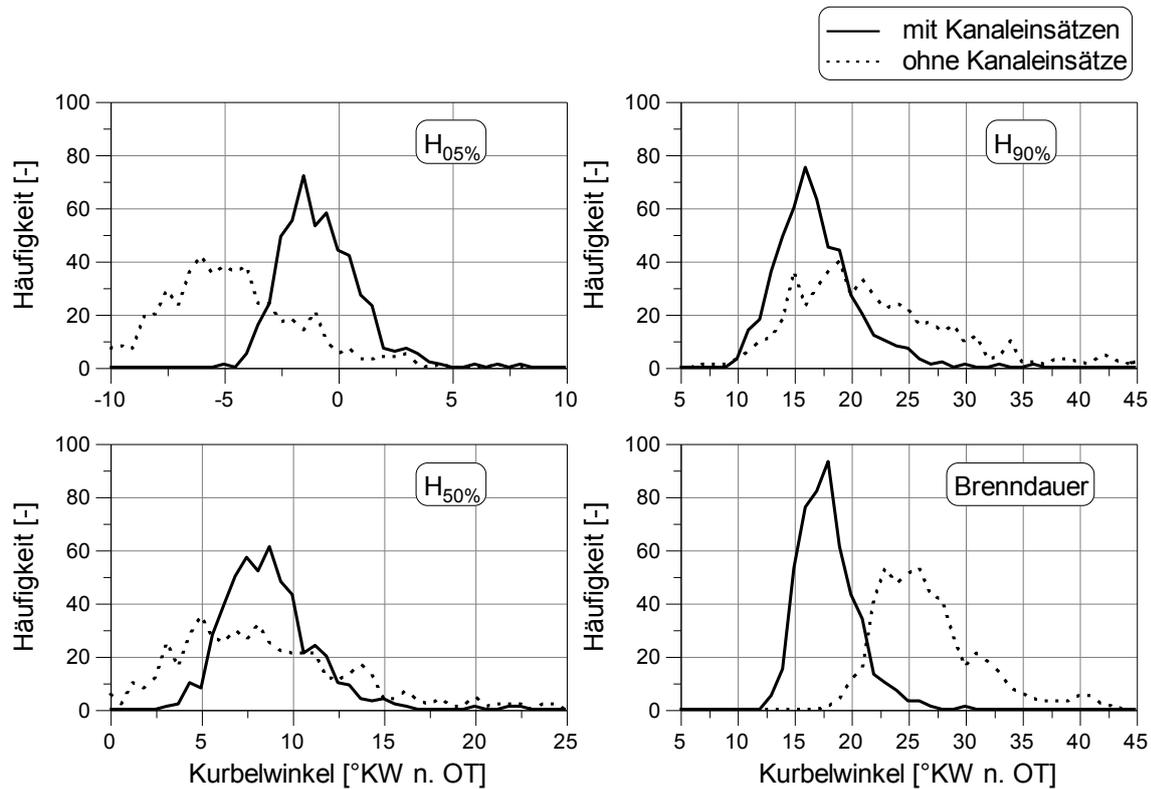


**Abbildung 6.15:** Häufigkeitsverteilungen der Energieumsatzlagen bei  $\lambda = 1,10$

Entsprechend der in Abbildung 6.14 dargestellten Versuchsergebnisse spiegelt sich in Abbildung 6.15 bei Verwendung der Kanaleinsätze eine im Vergleich zum Betrieb ohne Kanaleinsätze im Mittel deutlich kürzere Brenndauer wider. Das ist die Folge einer im Mittel späteren Lage von  $H_{05\%}$  und einer früheren Lage von  $H_{90\%}$ .

Die Häufigkeitsverteilungen der Energieumsatzlagen  $H_{05\%}$  und  $H_{50\%}$  lassen keine Rückschlüsse auf einen Einfluss des Ladungsbewegungsniveaus auf die Streuung der Energieumsatzlagen zu. Lediglich der Ausbrand scheint sich durch das höhere Ladungsbewegungsniveau bei Betrachtung der Energieumsatzlage  $H_{90\%}$  geringfügig verbessern zu lassen. Die geringen Unterschiede bei der vergleichenden Bewertung der Energieumsatzlagen und ihrer Streuung sind primär dadurch zu begründen, dass auch die Zykelschwankung  $\sigma_{pmi}$  im betrachteten Betriebspunkt für beide Ladungsbewegungsniveaus nahezu identisch ist. Erst eine deutliche Abweichung der selbigen lässt signifikante Unterschiede hinsichtlich der Häufigkeitsverteilungen der

Energieumsatzlagen erwarten. Aus diesem Grund erfolgte außerdem eine vergleichende Bewertung bei einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von  $\lambda = 1,45$ . Die Abbildung 6.16 stellt die Häufigkeitsverteilungen der Energieumsatzlagen für die konventionelle Nockenform dar, während zur Betrachtung der Ergebnisse mit Plateaunockenform auf den Anhang A.4 verwiesen wird.



**Abbildung 6.16:** Häufigkeitsverteilungen der Energieumsatzlagen bei  $\lambda = 1,45$

Auch die Häufigkeitsverteilungen in der Abbildung 6.16 lassen erwartungsgemäß eine Verschiebung der Energieumsatzlagen  $H_{05\%}$  und  $H_{90\%}$  sowie eine in Konsequenz verkürzte Brenndauer bei einem gesteigerten Ladungsbewegungsniveau erkennen. Auffällig ist, dass die Streuung aller Energieumsatzlagen bei einem geringeren Ladungsbewegungsniveau deutlich höher ist. Insbesondere die deutlich größere Streuung der Energieumsatzlage  $H_{90\%}$  sowie ein relativ hoher Anteil sehr spät liegender Brennenden geben Aufschluss darüber, dass sich durch eine Steigerung der Ladungsbewegung vorrangig der Ausbrand deutlich verbessern lässt und in Folge dessen die Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks  $\sigma_{pmi}$  als ein Maß für die Laufruhe des Motors signifikant reduziert und schlussendlich das Abmagerungspotenzial deutlich gesteigert werden kann.

## 6.4 Übertrag auf einen Motor mit größerer Zylinderbohrung

Unter Verwendung der bereits im vorherigen Kapitel 6.2 beschriebenen Kanaleinsätze soll der Übertrag des homogenen Magerbetriebs auf einen Motor mit größerer Zylinderbohrung untersucht werden, der aufgrund seiner konstruktiven Auslegung für den heterogenen Betrieb geeignet ist. Dadurch lassen sich die Vorteile der homogenen Magerverbrennung im höheren Lastbereich mit dem hohen Wirkungsgrad des Schichtladungsbetriebs (siehe [56, 90]) im Bereich niedriger Lasten kombinieren und schlussendlich sehr günstige spezifische Kraftstoffverbräuche und niedrige  $\text{NO}_x$ -Emissionen im gesamten Motorkennfeld darstellen.

Nachdem das Abmagerungspotenzial in verschiedenen Betriebspunkten, wie exemplarisch in Abbildung 6.14 dargestellt, untersucht wurde, ist ein Vergleich unterschiedlicher Plateaudimensionen durchzuführen, um ein günstiges Nockenprofil für diese Motorkonfiguration definieren zu können, das bei Untersuchungen an einem Vollmotor mit teilvariablem Ventiltrieb zum Einsatz kommen kann. Dazu wurden in verschiedenen Lastbereichen zwei Ventilerhebungskurven mit einem Plateau auf der Einlassseite verglichen, die einen identischen Plateauhöhe von  $h_{p1} = 1,8 \text{ mm}$  und eine Plateaubreite von  $b_{p1} = 40 \text{ °KW}$  bzw.  $b_{p1} = 60 \text{ °KW}$  aufweisen. Die Abbildung 6.17 zeigt die Versuchsergebnisse einer Variation des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses bei mittlerer Teillast im Betriebspunkt  $n = 1400 \text{ min}^{-1}$  und  $p_{mi} = 6 \text{ bar}$  mit den Ventilsteuerzeiten  $AS = 5 \text{ °KW n. OT}$  und  $EÖ = 0 \text{ °KW n. OT}$  bei einer Verbrennungsschwerpunktlage von  $H_{50\%} = 8 \text{ °KW n. OT}$ . Die Versuchsergebnisse zeigen, dass die Unterschiede beim Vergleich der untersuchten Plateaudimensionen bei mittlerer Teillast sehr gering ausfallen. Dennoch ist zu erkennen, dass sich die  $\text{NO}_x$ -Emissionen in Folge eines höheren Restgasgehalts durch die Verwendung eines größeren Plateaus weiter verringern lassen, wenngleich die Verwendung des kleineren Plateaus zu geringfügigen Vorteilen bzgl. der Laufruhe im Grenzbereich führt.

Die Versuchsergebnisse des in Abbildung 6.17 dargestellten Vergleichs bei höherer Teillast enthält die Abbildung 6.18. Diese wurden im Betriebspunkt  $n = 1400 \text{ min}^{-1}$  und  $p_{mi} = 10 \text{ bar}$  mit den Ventilsteuerzeiten  $AS = -5 \text{ °KW n. OT}$  und  $EÖ = 15 \text{ °KW n. OT}$  bei einer gewünschten Verbrennungsschwerpunktlage von  $H_{50\%} = 8 \text{ °KW n. OT}$  gemessen.

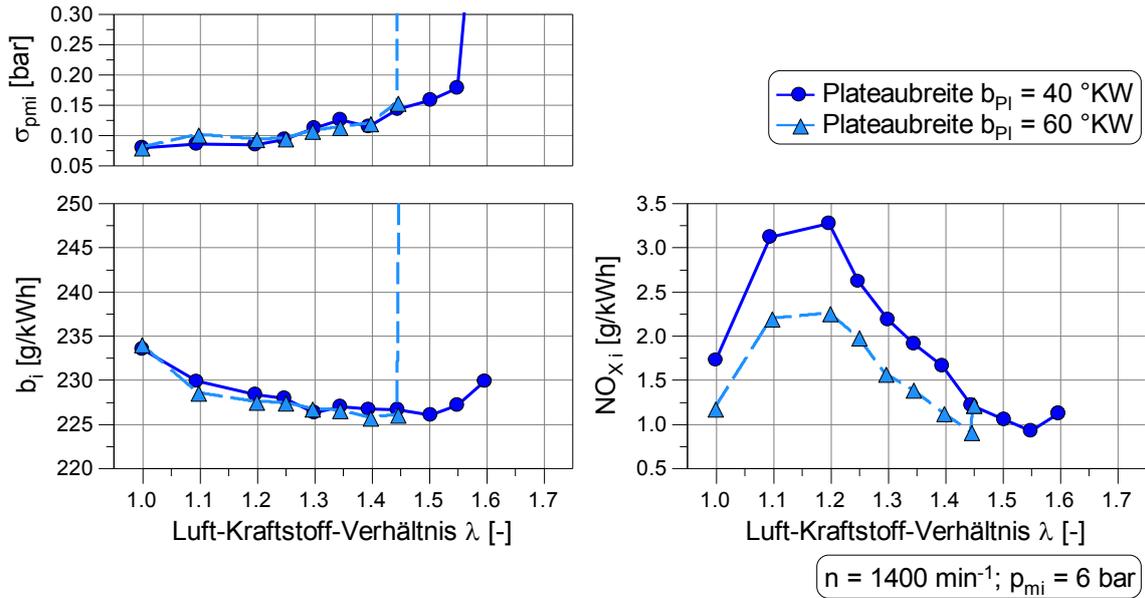


Abbildung 6.17: Einfluss der Plateaubreite bei mittlerer Teillast

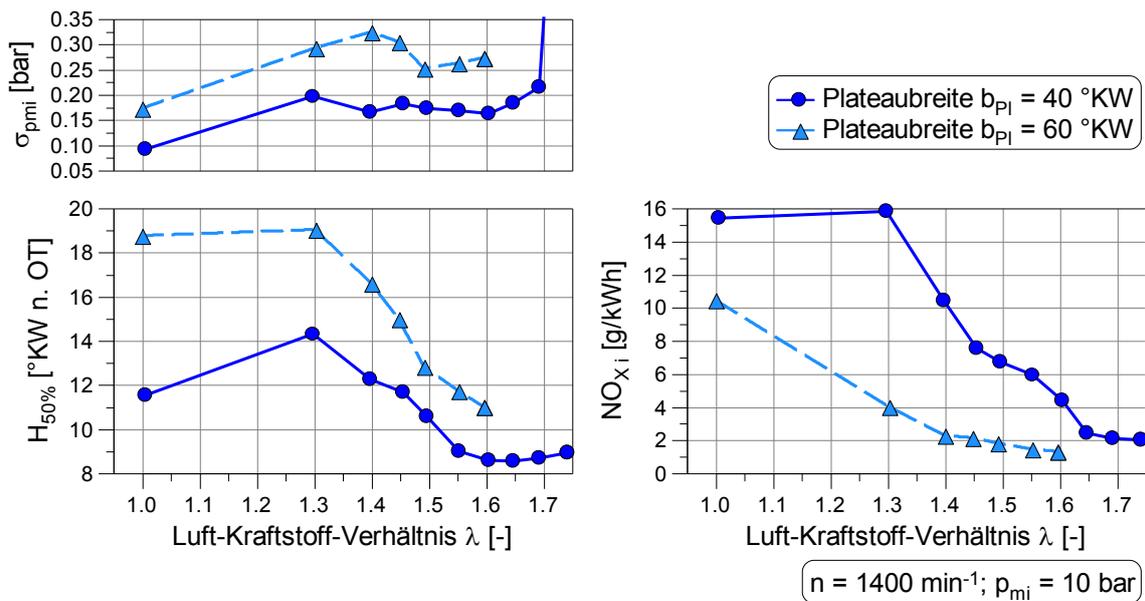
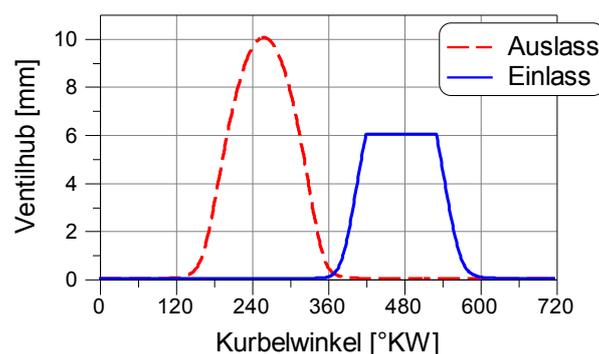


Abbildung 6.18: Einfluss der Plateaubreite bei hoher Teillast

Bei Betrachtung der Versuchsergebnisse in Abbildung 6.18 wird deutlich, dass die Verwendung des größeren Plateaus aufgrund des höheren Restgasgehalts und der damit höheren Gemischtemperatur zu einer klopfenden Verbrennung führt, da sich in Folge des durch Klopfen bedingten Rückzugs des ZPP sehr späte Verbrennungsschwerpunktlagen  $H_{50\%}$  ergeben. In Folge dessen sind durch die späte Verbrennungsschwerpunktlage zwar niedrige  $NO_x$ -Emissionen darstellbar, jedoch ist gleichzeitig die Laufunruhe des Motors weit oberhalb des tolerierbaren Grenzwerts. Um die

homogene Magerverbrennung im Bereich hoher Motorlasten zu verbessern, muss demnach der Anteil der Verdünnung durch kalte Luft erhöht und jener durch heißes Restgas verringert werden. Optional könnte darüber hinaus die Ladungsbewegung weiter gesteigert werden, um sowohl die Klopfestigkeit als auch die Magerlaufgrenze weiter zu erhöhen. Für weitere Untersuchungen am Einzylindermotor 2 fand folglich bei Anwendung der Strategie Q2 ein Einlassplateau mit einer Plateaubreite von  $b_{pi} = 40$  °KW Verwendung.

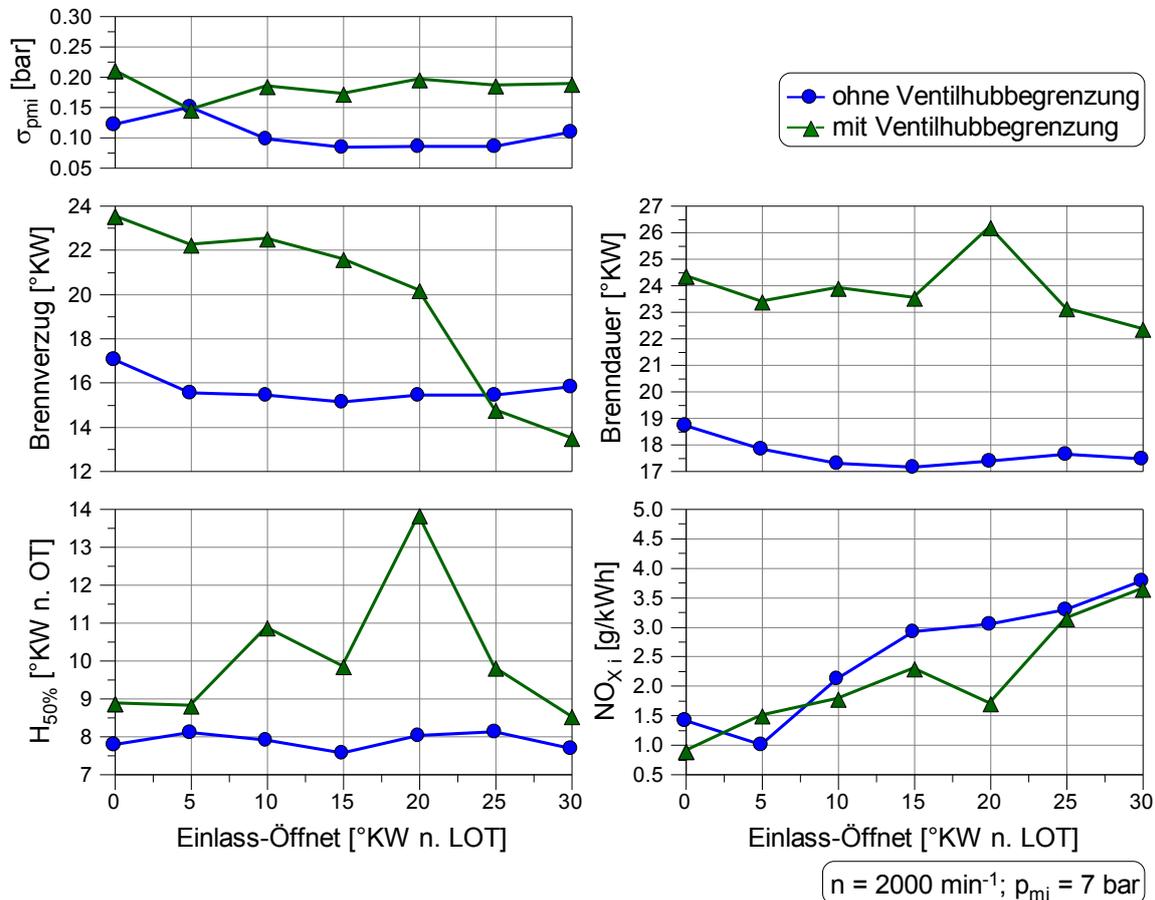
Durch die signifikante Steigerung der Ladungsbewegung konnten die Versuchsergebnisse der Einzylindermotoren 1a und 1b im Bereich mittlerer bis höherer Teillast auf den Einzylindermotor 2 mit größerer Bohrung übertragen werden. Im Bereich sehr niedriger Motorlasten wurde der Schichtladungsbetrieb ebenfalls unter Verwendung der Kanaleinsätze untersucht. Bedingt durch die hohe Ladungsbewegung und die Charakteristik der Strömung war ein Betrieb des Motors ohne oder mit einer geringen Anzahl an Aussetzern auch durch Variationen verschiedenster Parameter wie z. B. Timing der Einspritzung, Ventilsteuerzeiten oder Saugrohrdruck nicht möglich. Um die Ladungsbewegung in diesen Lastbereichen zu reduzieren ohne den Aufbau des Motors zu verändern, kann eine Begrenzung des Einlassventilhubes angewendet werden, die durch Variabilitäten im Ventiltrieb darstellbar ist. Die Abbildung 6.19 veranschaulicht exemplarisch den Ventilhubverlauf mit einer Hubbegrenzung von  $V_{hBegr} = 6$  mm.



**Abbildung 6.19:** Darstellung einer Ventilhubbegrenzung

Die Wirkung einer solchen Hubbegrenzung von  $V_{hBegr} = 6$  mm wurde zunächst am Einzylindermotor 1b im Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  und  $p_{mi} = 7 \text{ bar}$  mit übereinstimmenden Ventilsteuerzeiten und einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von  $\lambda = 1,40$

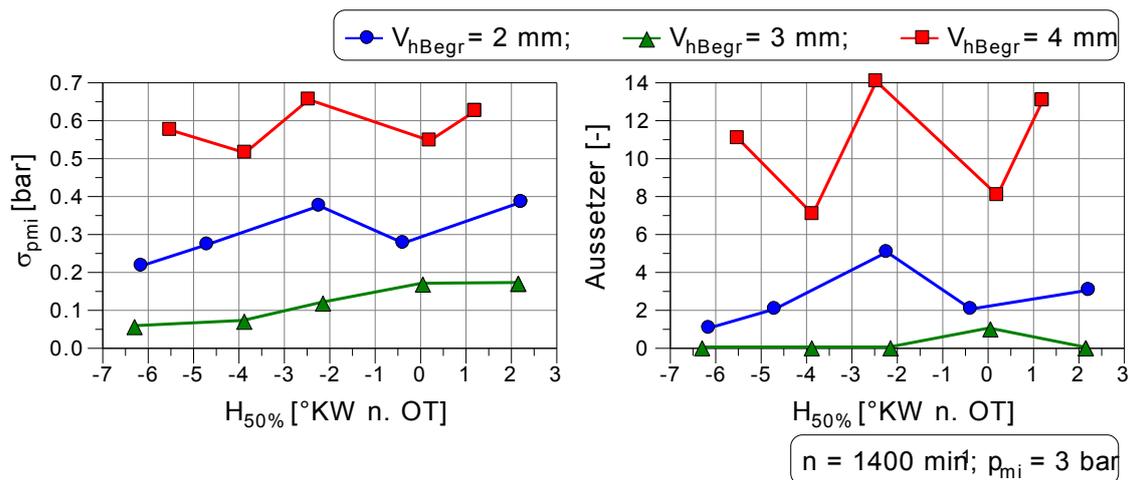
unter Verwendung einer Plateaunockenform auf der Einlassseite mit einer Breite von  $b_{pi} = 60 \text{ }^\circ\text{KW}$  untersucht. Die Versuchsergebnisse sind in der Abbildung 6.20 dargestellt.



**Abbildung 6.20:** Wirkung einer Einlassventilhubbegrenzung

Die in Abbildung 6.20 dargestellten Ergebnisse weisen, wie auch die Ergebnissen weiterer Untersuchungen in anderen Betriebspunkten, eindeutig eine Reduzierung der Ladungsbewegung durch die Begrenzung des Einlassventilhub nach. Einerseits wird dies anhand der signifikant verlängerten Brenndauer ersichtlich, andererseits führt ein durch die Vergrößerung der Ventilüberschneidungsfläche steigender Restgasgehalt zu einem deutlichen Anstieg des Brennverzugs. Darüber hinaus lässt sich der Motor im untersuchten Betriebspunkt mit einer Einlassventilhubbegrenzung aufgrund klopfender Verbrennung nicht mit einer Verbrennungsschwerpunktlage von  $H_{50\%} = 8 \text{ }^\circ\text{KW n. OT}$  betreiben. Sowohl die ungünstigere Laufunruhe als auch die geringfügig reduzierten NO<sub>x</sub>-Emissionen sind als eine direkte Folge dessen zu bewerten.

Am Einzylindermotor 2 wurde im der Schichtladungsbetrieb in Kombination mit einer Begrenzung des Einlassventilhubes in unterschiedlichen Betriebspunkten durch eine Variation diverser Parameter untersucht. Die Abbildung 6.21 illustriert exemplarisch die Ergebnisse einer Versuchsreihe im Betriebspunkt  $n = 1400 \text{ min}^{-1}$  und  $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ , in dem bei identischen Randbedingungen die Begrenzung des Einlassventilhubes auf verschiedene Ventilhube verglichen wurde. Es wird deutlich, dass eine Ventilhubbegrenzung von  $V_{hBegr} = 3 \text{ mm}$  zu den besten Ergebnissen bzgl. Laufunruhe und Aussetzern führt. Sowohl bei einer Ventilhubbegrenzung von  $V_{hBegr} = 2 \text{ mm}$  als auch von  $V_{hBegr} = 4 \text{ mm}$  steigt die Anzahl der Aussetzer und die Laufunruhe deutlich an. Weitere Untersuchungen ergaben, dass der Wert der Ventilhubbegrenzung mit den günstigsten Ergebnissen in Abhängigkeit von der Motordrehzahl verschieden ist, sodass die Umsetzung in einem Motor mit Nockenwellen zur Ventilbetätigung deutlich erschwert wird.



**Abbildung 6.21:** Vergleich versch. Einlassventilhubbegrenzungen im Schichtladungsbetrieb

Schlussendlich bleibt festzuhalten, dass sich die guten Versuchsergebnisse im homogenen Magerbetrieb von den Einzylindermotoren 1a und 1b auf einen Motor mit größerer Zylinderbohrung übertragen lassen. Dazu wurde die Ladungsbewegung durch die Verwendung von Einlasskanaleinsätzen gesteigert, was jedoch zeitgleich dazu führte, dass sich der Motor selbst bei Verwendung einer Begrenzung des Einlassventilhubes nicht mit zufriedenstellenden Ergebnissen im Schichtladungsbetrieb betreiben ließ. Folglich hat für eine Vereinbarkeit des homogenen und heterogenen Magerbetriebs in einem Motorkennfeld eine Neuauslegung eines speziellen Einlass-

kanals zur Steigerung der Ladungsbewegung zu erfolgen. Alternativ könnte der Motor mit Variabilitäten zur bedarfsgerechten Anpassung der Ladungsbewegung ausgerüstet werden.

## 6.5 Wirkung einer Mehrfachfunkenzündung im homogenen Magerbetrieb

Der Automobilhersteller Toyota untersucht, wie bereits in Kapitel 3 erwähnt, seit vielen Jahren den Betrieb des Ottomotors mit Luftüberschuss (z. B. [16, 30, 47 – 49]). Nach Nogawa et al. [91] konnte in jüngster Vergangenheit nachgewiesen werden, dass die Nutzung einer Mehrfachfunkenzündung nach bereits erfolgter Optimierung des Motors für ein homogenes Magerbrennverfahren zu einer weiteren Reduzierung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen führt. Maßgeblicher Effekt sei die Verringerung der Anzahl an Zyklen mit einem hohen Spitzendruck, die durch den Einsatz der Mehrfachfunkenzündung erreicht werden könne. Die Abbildung 6.22 zeigt die Ergebnisse der Untersuchungen nach Nogawa et al. [91].

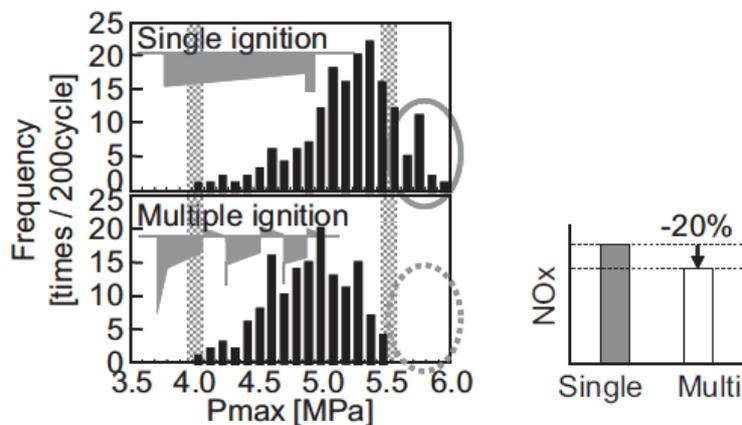


Abbildung 6.22: Wirkung der Mehrfachfunkenzündung [91]

Um diese Maßnahme als eine mögliche weitere Option zur Reduzierung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen im homogenen Magerbetrieb zu bewerten, wurden Untersuchungen am Einzylindermotor 2 mit den o. g. Kanaleinsätzen durchgeführt. Dazu wurde der Motor im Betriebspunkt  $n = 1400 \text{ min}^{-1}$  und  $p_{mi} = 6 \text{ bar}$  mit identischen Randbedingungen einmal mit Einzelfunkenzündung (SSI) und einmal mit Mehrfachfunkenzündung (MSI) betrieben. Im Anschluss wurden die Häufigkeitsverteilungen des Spitzendrucks  $p_{max}$  verglichen, die in der Abbildung 6.23 dargestellt sind.

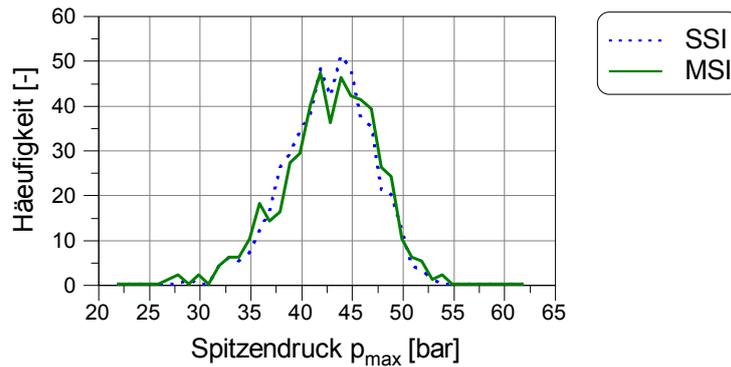


Abbildung 6.23: Wirkung der Mehrfachfunkenzündung auf die Spitzendruckverteilung

Die Versuchsergebnisse in Abbildung 6.23 verdeutlichen, dass sich durch die Verwendung der Mehrfachfunkenzündung unter den o. g. Versuchsbedingungen keine Veränderungen bzgl. der Häufigkeitsverteilung des Spitzendrucks ergeben und sich damit der durch Nogawa et al. [91] beschriebene Effekt am Einzylindermotor 2 nicht nachweisen lässt. Ergänzend dazu wurden Variationen der Ventilsteuerzeit  $E\ddot{O}$  im o. g. Betriebspunkt für verschiedenen Verbrennungsschwerpunktlagen mit und ohne Mehrfachfunkenzündung verglichen, deren Resultate in der Abbildung 6.24 abgebildet sind.

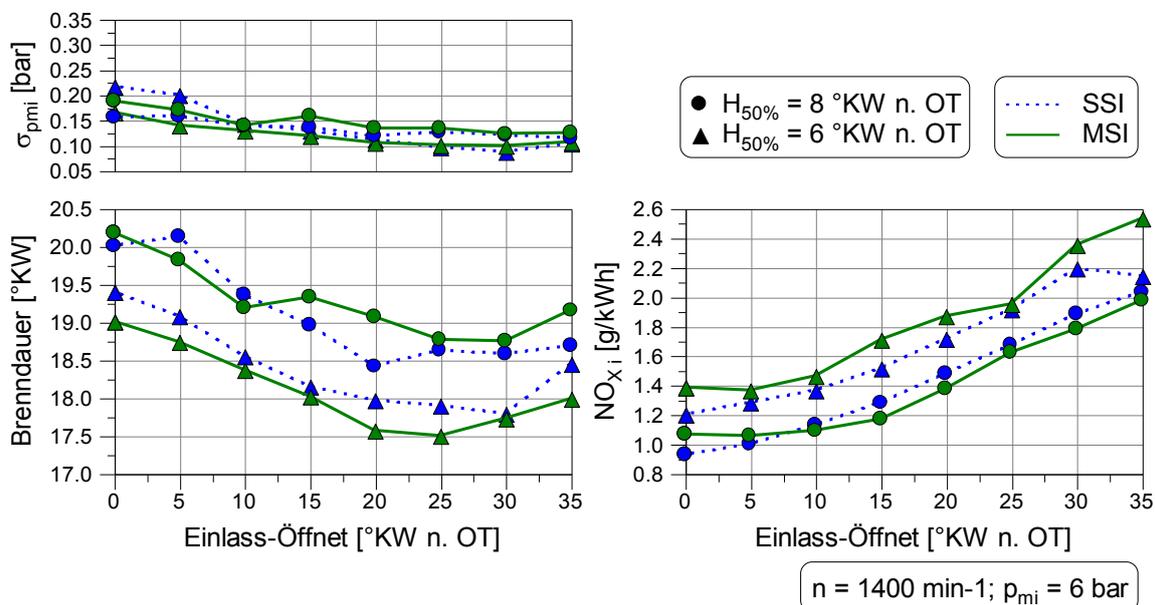


Abbildung 6.24: Wirkung der Mehrfachfunkenzündung auf die NO<sub>x</sub>-Emissionen

Anhand der durchgeführten Versuche wird deutlich, dass unter o. g. Randbedingungen durch die Verwendung der Mehrfachfunkenzündung keine Verringerung der Anzahl an Zyklen mit hohem Spitzendruck und keine Reduzierung der NO<sub>x</sub>-

Emissionen möglich ist. Die in Abbildung 6.24 dargestellten Ergebnisse zeigen vielmehr, dass der Einfluss der Verbrennungsschwerpunktlage auf die Brenndauer und die  $\text{NO}_x$ -Emissionen um einiges größer ist. Schlussendlich bleibt festzuhalten, dass kein weiteres Potenzial zur Senkung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen durch die Verwendung einer Mehrfachfunkenzündung im homogenen Magerbetrieb am Einzylindermotor 2 nachweisbar ist.

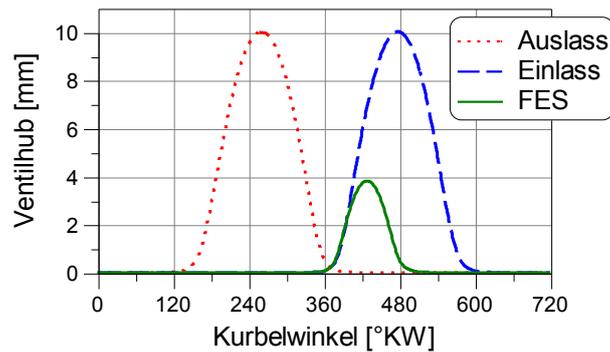
### 6.6 Wirkungsgradsteigerung am Schichtladungsmotor

Bei aktuellen Schichtladungsmotoren können nicht die vollen  $\text{CO}_2$ -Potenziale erschlossen werden, da bei niedrigen Lasten und Drehzahlen ein Absinken der Abgastemperatur unter ein hinsichtlich der Abgasnachbehandlung kritisches Niveau entsprechende Gegenmaßnahmen erfordert, die den möglichen Verbrauchsvorteil gegenüber dem stöchiometrischen Betrieb schmälern (siehe z. B. [35, 60]). Eine solche Gegenmaßnahme stellt z. B. das Anstellen der Drosselklappe dar, wodurch der Luftmassenstrom verringert und die Abgastemperatur erhöht werden kann. Gleichzeitig führt dies jedoch zu erhöhten Ladungswechselverlusten und folglich zu einem gesteigerten Kraftstoffverbrauch.

Eine mögliche Alternative zur Steigerung der Abgastemperatur stellt ein frühes Schließen der Einlassventile vor dem  $\text{UT}^{13}$  (FES) dar, durch das der Luftmassenstrom verringert werden kann ohne die Ladungswechselverluste zu erhöhen. Um das Potenzial der FES-Strategie zur Anhebung der Abgastemperatur im Schichtladungsbetrieb zu bewerten, wurden am Einzylindermotor 2 ohne Kanaleinsätze im Betriebspunkt  $n = 1000 \text{ min}^{-1}$  und  $p_{\text{mi}} = 2 \text{ bar}$  eine Vielzahl verschiedener Versuchsreihen durchgeführt. Bei der Bewertung verschiedener Einlassventilerhebungen mit unterschiedlichen Öffnungsbreiten führte die Verwendung eines Nockenprofils mit einer Öffnungsbreite von  $V_{\text{hBr}} = 68 \text{ }^\circ\text{KW}$  zu den besten Ergebnissen. Die Abbildung 6.25 zeigt diese Ventilerhebungskurve im Vergleich zur Standardventilerhebung.

---

<sup>13</sup> Das frühe Schließen der Einlassventile vor dem UT wird auch als frühes Einlassschließen (FES) bezeichnet oder Miller-Kreisprozess genannt.

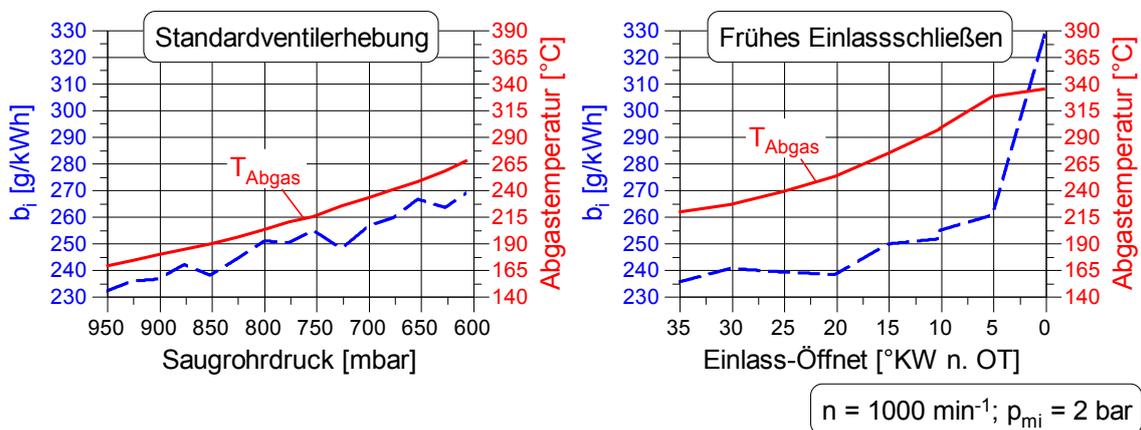


**Abbildung 6.25:** Darstellung einer Ventilerhebung für die FES-Strategie

Ein wesentlicher Grund für die Verwendung einer Öffnungsbreite von  $V_{hBr} = 68^\circ \text{KW}$  ist die Notwendigkeit einer vollständigen Abdeckung des gesamten Lastbereichs, in dem der Motor im Schichtladungsbetrieb betrieben wird, um eine Umschaltung der Nockenformen innerhalb derselben Betriebsart zu vermeiden. Dazu ist es zwingend notwendig sicherzustellen, dass die Luftmasse bei höheren Lasten durch einen Einlassnocken mit sehr schmaler Öffnungsbreite nicht zu sehr reduziert wird, da dies mit einem deutlichen Verbrauchsnachteil einherginge. Eine lastabhängige Anpassung der Ventilsteuerzeit Einlass-Öffnet sollte in diesem Zusammenhang genutzt werden, um den Luftmassenstrom durch eine Verschiebung zu späten Steuerzeiten bei höherer Last zu erhöhen. Wie bereits erwähnt, haben diverse Motorenversuche gezeigt, dass eine Öffnungsbreite von  $V_{hBr} = 68^\circ \text{KW}$  diesbezüglich einen günstigen Kompromiss für den Betrieb des Einzylindermotors 2 darstellt. Die Abbildung 6.26 zeigt das Potenzial der FES-Strategie im Schichtladungsbetrieb zur Anhebung der Abgastemperatur im Betriebspunkt  $n = 1000 \text{ min}^{-1}$  und  $p_{mi} = 2 \text{ bar}$  bei Verwendung der o. g. Ventilerhebungskurve. Dazu ist eine Variation des Saugrohrdrucks bei Verwendung der Standardventilerhebung im gleichen Betriebspunkt dargestellt, die eine vergleichende Bewertung beider Strategien ermöglicht.

Im linken Bereich der Abbildung 6.26 ist die Anhebung der Abgastemperatur mittels einer Reduktion des Saugrohrdrucks dargestellt. Ausgehend vom nahezu vollständig entdrosselten Betrieb muss der Saugrohrdruck auf  $p_{\text{Saugrohr}} = 800 \text{ mbar}$  reduziert werden, um eine Abgastemperatur von  $T_{\text{Abgas}} = 200^\circ \text{C}$  zu erreichen. Das geht mit einer Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs um  $\Delta b_i = 17 \text{ g/kWh}$  auf  $b_i = 250 \text{ g/kWh}$  einher.

Durch die Anwendung der FES-Strategie mit einer Ventilöffnungsbreite von  $V_{hBr} = 68 \text{ }^\circ\text{KW}$  (Abbildung 6.26, rechts) wird bereits mit der Ventilsteuerzeit  $E\ddot{O} = 35 \text{ }^\circ\text{KW n. OT}$  eine Abgastemperatur von  $T_{Abgas} = 215 \text{ }^\circ\text{C}$  erreicht. Der Kraftstoffverbrauch beträgt dabei  $b_i = 235 \text{ g/kWh}$ . Ausgehend von dieser Ventilsteuerzeit kann der Luftmassenstrom durch eine Verschiebung nach früh weiter reduziert und die Abgastemperatur folglich erhöht werden. Bis zu einer Abgastemperatur von  $T_{Abgas} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$  ist das verbrauchsneutral möglich. Erfolgt die Betrachtung relativ zum Betrieb mit Standardventilerhebung bei  $T_{Abgas} = 200 \text{ }^\circ\text{C}$  ist eine verbrauchsneutrale Abgastemperaturanhebung auf  $T_{Abgas} = 280 \text{ }^\circ\text{C}$  möglich. Um dieses Niveau mit der Standardventilerhebung zu erreichen, müsste ein Mehrverbrauch von  $\Delta_{b_i} = 38 \text{ g/kWh}$  in Kauf genommen werden.



**Abbildung 6.26:** Potenzial der FES-Strategie im Schichtladungsbetrieb

Die am Einzylindermotor 2 durchgeführten Untersuchungen mit unterschiedlichen Ventilerhebungskurven verdeutlichen, dass in Bereichen niedriger Drehzahl und niedriger Motorlast durch die Anwendung der FES-Strategie im Schichtladungsbetrieb noch erhebliche Potenziale zur Verringerung des Kraftstoffverbrauchs erschlossen werden können. Zur Umsetzung dieses Verfahrens ist die Ausrüstung des Motors mit einem schaltbaren Nockenprofil auf der Einlassseite ausreichend.



## 7 Übertrag auf den Vollmotor

Um die Übertragbarkeit der an den versch. Einzylindermotoren erzielten Versuchsergebnisse auf einen Vollmotor bewerten zu können, wurden Untersuchungen an zwei verschiedenen Vierzylinder-Reihenmotoren mit Abgasturboaufladung durchgeführt, deren Aufbau in Kapitel 5.2 beschrieben wurde. Die an Einzylindermotoren erlangten Erkenntnisse sind nicht ohne weiteres auf einen Vollmotor zu übertragen, da sich der Ladungswechsel eines Einzylindermotors von dem eines Vollmotors insbesondere im aufgeladenen Betrieb unterscheidet und damit das Brennverfahren direkt beeinflusst. Darüber hinaus wurden im Rahmen der Versuche Modifikationen an den Einzylindermotoren vorgenommen. Folglich ist es notwendig, diesen Besonderheiten bei der Auslegung der Versuchsträger Rechnung zu tragen. Das folgende Kapitel 7.1 beschreibt die notwendigen Überlegungen und deren Auswirkungen auf den Versuchsaufbau bevor in Kapitel 7.2 die Untersuchungen zur Bewertung des Potenzials zur Reduzierung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes im stöchiometrischen Betrieb beschrieben werden. Das Kapitel 7.3 enthält eine vergleichende Bewertung der gesteigerten Ladungsbewegung an den untersuchten Vollmotoren. Im Folgenden werden in Kapitel 7.4 die Untersuchungen im homogenen Magerbetrieb, in Kapitel 7.5 die Versuche im Magerbetrieb bei mittlerer Teillast und in Kapitel 7.6 der Schichtladungsbetrieb in Kombination mit einer hohen Ladungsbewegung vorgestellt. Abschließend erfolgt in Kapitel 7.7 die Darstellung des Potenzials zur Senkung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes unter Verwendung des neuen Magerbrennverfahrens.

### 7.1 Auslegung der Versuchsträger

Der Übertrag von Versuchsergebnissen, die an Einzylindermotoren im aufgeladenen Kennfeldbereich aufgezeichnet wurden, auf einen Vollmotor bedarf einer besonderen Betrachtung. Prinzipbedingt werden Einzylindermotoren durch eine Anhebung des Saugrohrdrucks statisch aufgeladen. Um vollmotorähnliche Zustände darstellen zu können, kann zudem der Abgasgegendruck angepasst werden. Dies entspricht jedoch nur bedingt den Zuständen an einem mit Abgasturbolader ausgerüsteten Vollmotor in einem aufgeladenen Betriebspunkt. Bedingt durch ein Übersprechen der einzelnen Abgaskanäle und daraus resultierende Druckschwingungen wird der

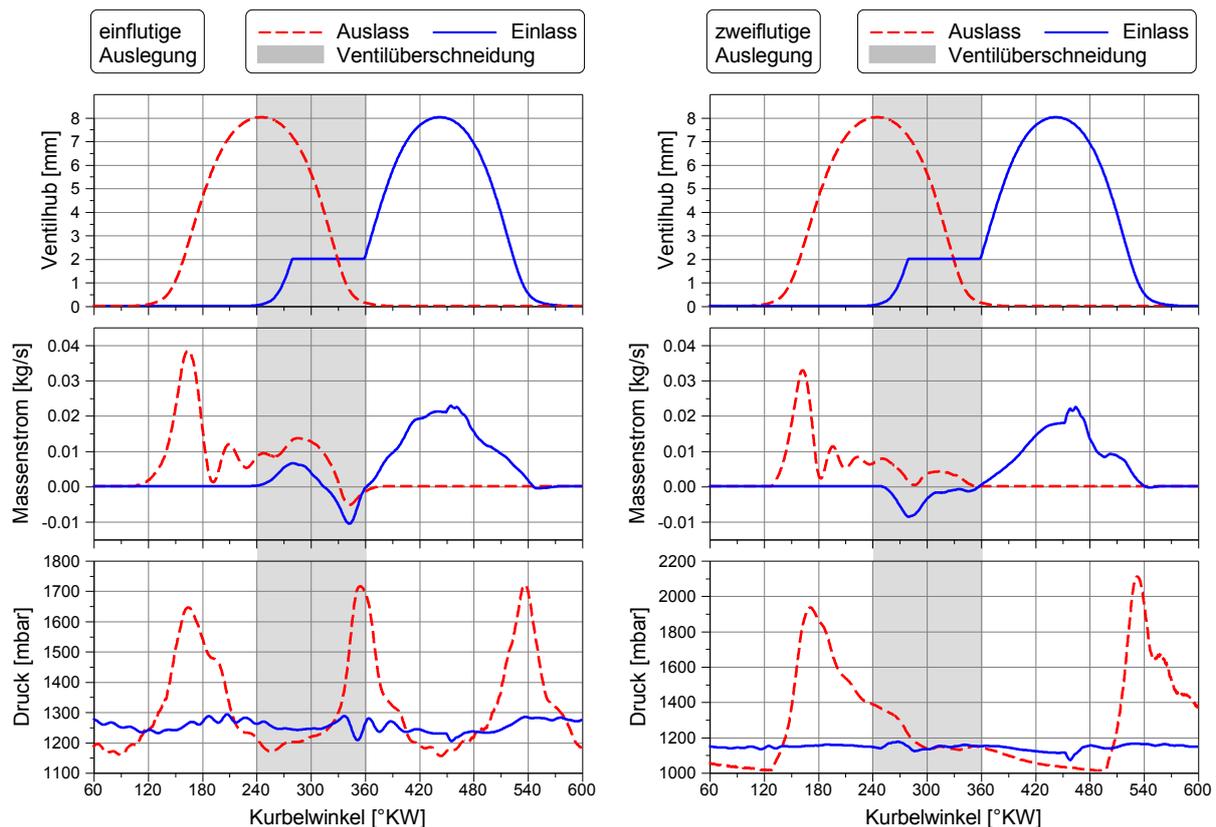
Ladungswechsel direkt beeinflusst. Insbesondere auf den Restgasgehalt durch interne Abgasrückführung haben diese Randbedingungen somit einen entscheidenden Einfluss. Um entsprechend der Versuchsergebnisse der Einzylinderuntersuchungen im aufgeladenen Kennfeldbereich einen hohen Restgasgehalt durch interne AGR darstellen zu können, ist eine diesbezüglich günstige Auslegung des Vollmotors notwendig. Dazu kommt die Verwendung eines Abgasturboladers mit einer Trennung der Abgasfluten in Betracht, der den Verhältnissen eines Einzylindermotors näher kommt als ein solcher ohne Trennung der Abgasfluten. Ein Vergleich beider Varianten und die Auswirkungen auf die Verbrennung bei Volllast ist z. B. in Reulein et al. [92] beschrieben. Basierend auf einem validierten GT-Power-Modell eines solchen Vollmotors, von dem das Einzylinderaggregat 1a abgeleitet wurde, kann durch die 1D-Simulation die Betrachtung des Ladungswechsels in Abhängigkeit der Verwendung einer Trennung der Abgasfluten erfolgen. Die Abbildung 7.1 zeigt die strömungsrelevante Innenkontur der für die Simulation genutzten Abgaskrümmen ohne und mit Trennung der Abgasfluten.



**Abbildung 7.1:** *Abgaskrümmeninnenkontur ohne und mit Trennung der Fluten*

Unter Verwendung der in den vorherigen Kapiteln bereits beschriebenen Ventilerhebungskurven mit Plateauhöhe wurde der Ladungswechsel im Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 9 \text{ bar}$  bei einer Verbrennungsschwerpunktlage von  $H_{50\%} = 8^\circ \text{KW n. OT}$  mit geschlossenem Wastegate simuliert. Die Ergebnisse sind in der Abbildung 7.2 dargestellt. Sie zeigt die Verläufe der Ein- und Auslassventilhübe, die Massenströme über die Ein- und Auslassventile sowie den Saugrohr und den Abgasgedruck in Abhängigkeit des Kurbelwinkels. Die Massenströme an Ein- und Auslassventilen sind in Richtung des Frischluftmassenstroms mit positivem Vorzeichen definiert. Anhand der sich einstellenden Druckverhältnisse und der

Massenstromverläufe lässt sich erkennen, dass die Kombination eines verfrüht öffnenden Einlassventils mit einer einflutigen Anströmung der ATL-Turbine zu Scavengingeffekten<sup>14</sup> während der Ventilüberschneidung führt. Bei Verwendung eines Abgaskrümmers mit Flutentrennung sind hingegen keine Scavengingeffekte erkennbar und die Menge des ins Saugrohr geschobenen Abgases ist höher. Folglich stellt sich dadurch ein höherer Restgasgehalt durch interne AGR ein.

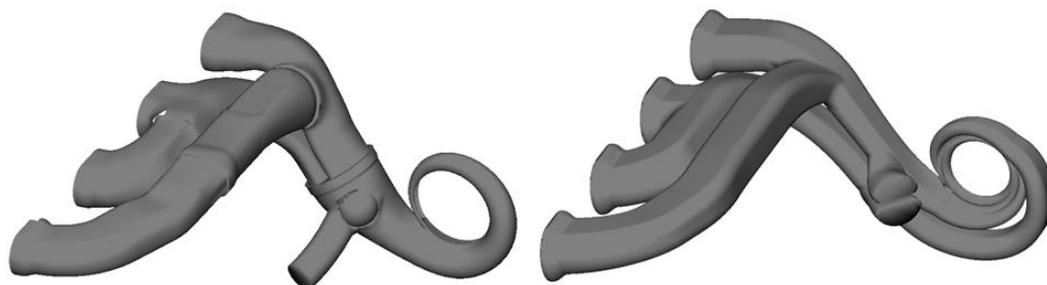


**Abbildung 7.2:** ID-Simulationsergebnisse mit ein- und zweiflutigem Abgaskrümmers [93]

Die Simulationsergebnisse zeigen also, dass sich durch die Verwendung von Ventilhubkurven mit verfrüht öffnendem Einlassventil im aufgeladenen Kennfeldbereich höhere AGR-Raten durch interne AGR darstellen lassen, wenn der Verbrennungsmotor über eine Trennung der Abgasfluten verfügt. Folglich wurde der Versuchsmotor für die im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Untersuchungen mit einem ATL mit getrennten Abgasfluten ausgerüstet. Die Abbildung 7.3 zeigt im rechten Bildteil die verwendete Sonderlösung, die von einem in der

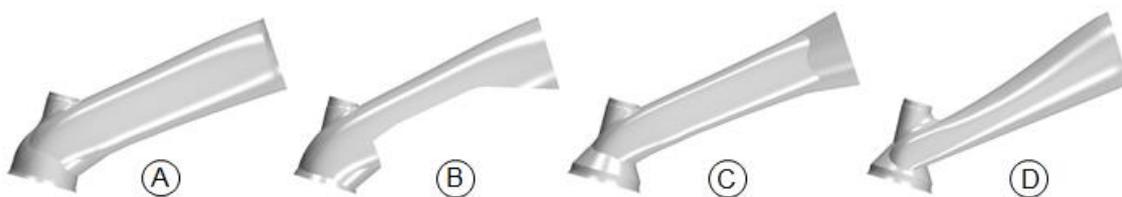
<sup>14</sup> Unter Scavenging versteht man das bei bestimmten Ventilsteuerzeiten und vorherrschenden Druckverhältnissen vorkommende Spülen des Brennraums mit Frischluft.

Serienproduktion verwendeten Abgaskrümmen ohne Abgasflutentrennung, der im linken Bildteil dargestellt ist, abgeleitet wurde.



**Abbildung 7.3:** *Abgaskrümmerrinnenkontur ohne und mit Trennung der Fluten*

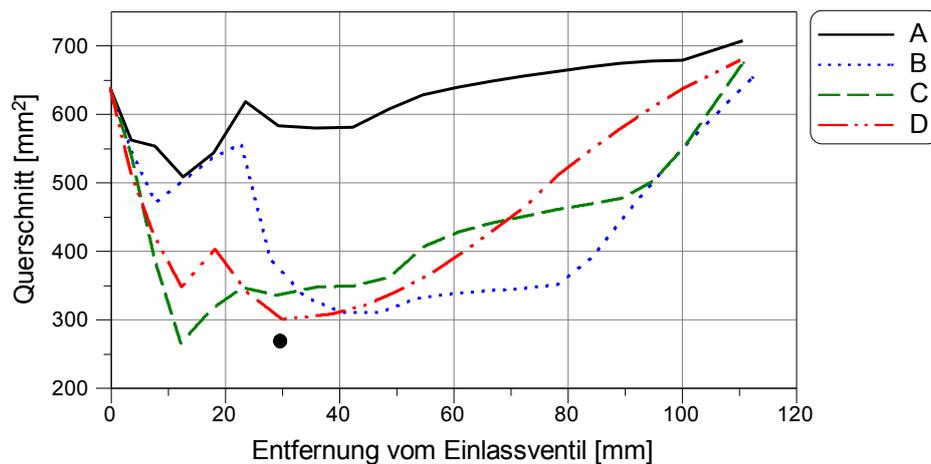
Neben der Aufladung des Vollmotors bedürfen insbesondere die Ladungsbewegung einer intensiven Betrachtung und diesbezüglich relevante Bauteile einer entsprechenden Auslegung. Wie es die Versuchsergebnisse der Einzylinderuntersuchungen bereits gezeigt haben, ist eine hohe Ladungsbewegung notwendig, um im homogenen Magerbetrieb sehr gute Versuchsergebnisse erzielen zu können. Folglich musste die Auslegung eines Einlasskanals für den Vollmotor erfolgen, mit dem eine möglichst hohe Ladungsbewegung dargestellt werden kann und der außerdem – zumindest bedingt – volllasttauglich ist. In Zusammenarbeit mit der Konstruktionsabteilung konnten drei Sonderlösungen vom Basiseinlasskanal abgeleitet werden, deren Innenkonturen in der Abbildung 7.4 dargestellt sind.



**Abbildung 7.4:** *Einlasskanalvarianten für den Vollmotor*

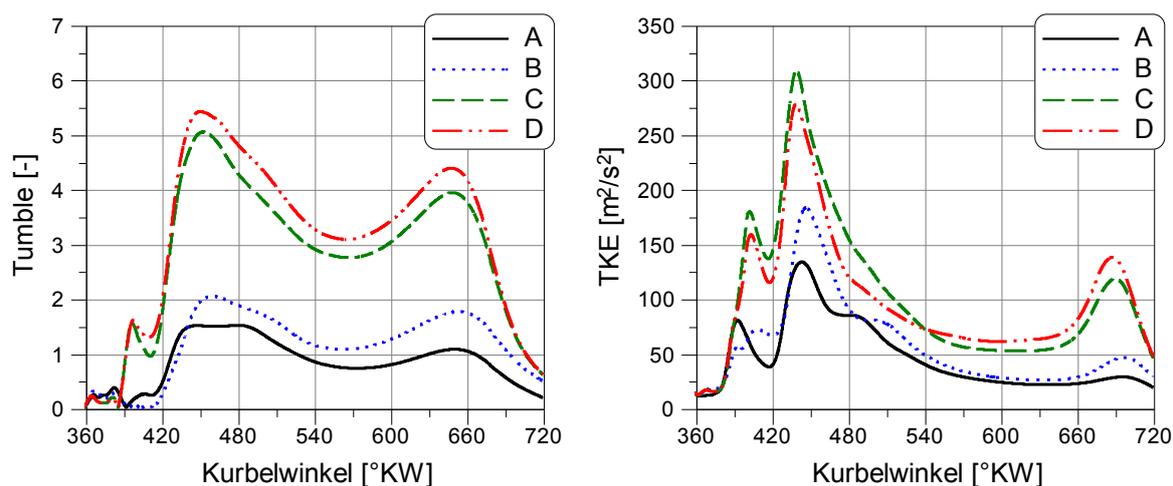
Die mit A gekennzeichnete Einlasskanalvariante stellt einen Basiseinlasskanal dar. Bei der mit B gekennzeichneten Variante wurde in den Basiseinlasskanal ein herausnehmbarer Einsatz zur Steigerung der Ladungsbewegung integriert. Die mit C und D gekennzeichneten Kanalvarianten stellen Sonderlösungen dar, wobei sich die Variante C aus einem vorhandenen Rohteil des Zylinderkopfs fertigen lässt und zur Umsetzung der Kanalvariante D ein neues Rohteil konstruiert und gefertigt werden muss.

Bei Betrachtung der Querschnittsverläufe der o. g. Kanalvarianten, die in Abbildung 7.5 dargestellt sind, fällt auf, dass beide Sonderlösungen in entsprechender Entfernung vom Einlassventil einen ähnlichen Querschnitt aufweisen wie der im Rahmen der Einzylinderuntersuchungen eingesetzte Kanaleinsatz (•). Der große Querschnitt der Variante B in der Nähe der Einlassventile lässt erwarten, dass die Steigerung der Ladungsbewegung im Vergleich zu den Varianten C und D deutlich geringer sein wird.



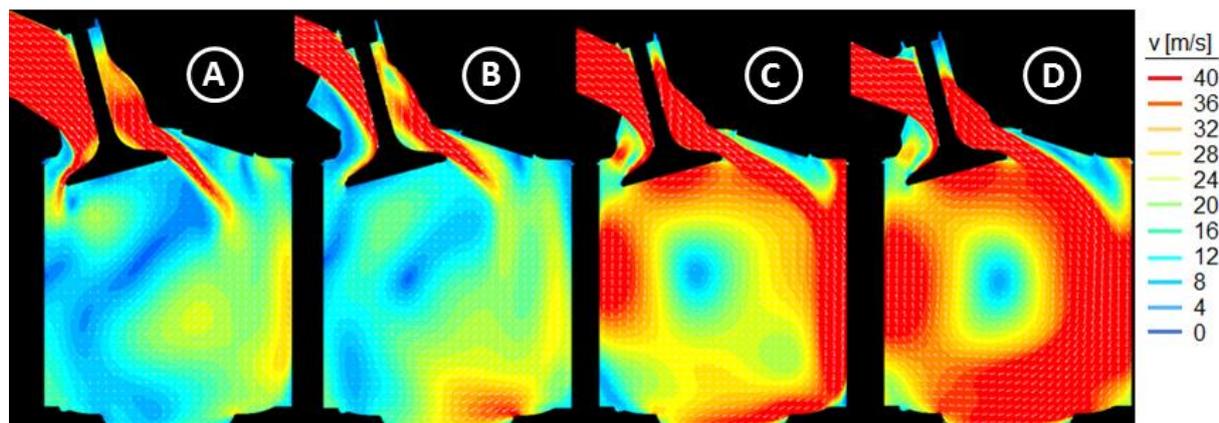
**Abbildung 7.5:** *Querschnittsverläufe der versch. Einlasskanalvarianten*  
(•: Kanaleinsatz der Einzylinderuntersuchungen) [94]

Durch die 3D-CFD-Simulation lassen sich die Tumblezahl sowie die turbulente kinetische Energie beim Einsatz der einzelnen Kanalvarianten berechnen, sodass der Einfluss auf die Ladungsbewegung bereits vor den Versuchen betrachtet werden kann. In der Abbildung 7.6 sind die berechneten Verläufe der Tumblefrequenz und der TKE über dem Kurbelwinkel für die einzelnen Kanalvarianten im Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  bei  $p_{mi} = 3 \text{ bar}$  im Schichtladungsbetrieb dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die Verwendung der Kanalvariante D mit einer Steigerung von über 300 % gegenüber dem Standardeinlasskanal das höchste Tumbelniveau und die höchste TKE vor dem ZZP besitzt. Die Kanalvariante C liegt in etwa auf dem Niveau des im Rahmen der Einzylinderuntersuchungen verwendeten Kanaleinsatzes (Kapitel 6.3), wohingegen die Verwendung der Kanalvariante B nur zu einer geringen Steigerung der Ladungsbewegung führt.



**Abbildung 7.6:** Tumble und TKE bei versch. Einlasskanalvarianten [95]

Ergänzend wurde mittels der 3D-CFD-Simulation die Strömungsgeschwindigkeit im Brennraum während des Ladungswechsels für alle Kanalvarianten berechnet. Die Abbildung 7.7 stellt die Strömungsgeschwindigkeit bei einem Einlassventilhub von  $h_{EV} = 9,6 \text{ mm}$  und  $\varphi = 427^\circ \text{KW}$  dar.

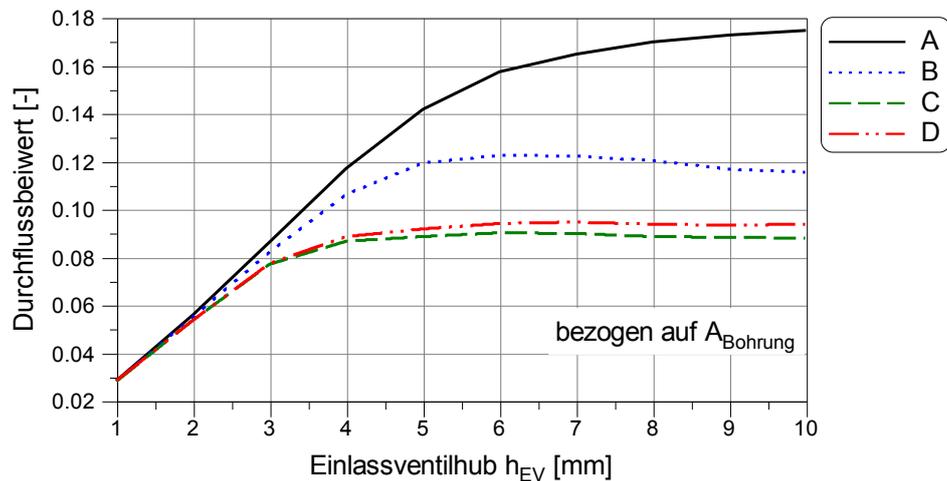


**Abbildung 7.7:** Strömungsgeschwindigkeit während des Ladungswechsels [95]

Die Ergebnisse der 3D-CFD-Simulation zeigen, dass die Kanalvariante B durch den großen Abstand der Kanaleinlage vom Einlassventil nicht zu dem gewünschten Überströmen des Ventiltellers führt, sodass sich im Brennraum nur eine Tumblestruktur mit sehr geringen Strömungsgeschwindigkeiten einstellt. Die Kanalvarianten C und D führen hingegen zu einer ausgeprägten Tumbleströmung mit hohen Strömungsgeschwindigkeiten, deren Achse insbesondere bei Verwendung der Kanalvariante D im Zentrum des Brennraums liegt. Zusammenfassend sind die Kanal-

varianten C und D nach Betrachtung des Strömungsverhaltens im Teillastbetrieb für die Vollmotoruntersuchungen zu bevorzugen.

Ein weiteres wichtiges Kriterium für die Auslegung des Einlasskanals für Vollmotoruntersuchungen mit möglichst hoher Ladungsbewegung ist die Volllasttauglichkeit. Die Einschnürung des Einlasskanals hat negative Auswirkungen auf die Volllast, die für jede Kanalausführung betrachtet werden müssen. Dazu sind die Durchflussbeiwerte<sup>15</sup> der einzelnen Kanalvarianten mittels eines Blasversuches zu bewerten und die Verluste durch eine 1D-Ladungswechselrechnung quantitativ zu vergleichen. In der Abbildung 7.8 sind die mittels eines berechneten Blasversuchs für einströmende Luft bestimmten Durchflussbeiwerte der einzelnen Kanalvarianten aufgetragen.



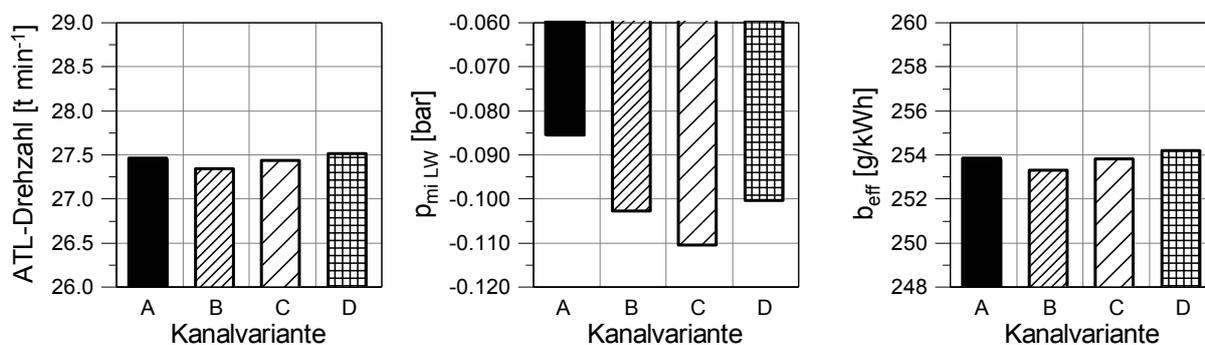
**Abbildung 7.8:** Durchflussbeiwerte der versch. Einlasskanalvarianten [94]

Ein Vergleich der Durchflussbeiwerte der einzelnen Kanalvarianten zeigt, dass die Einschnürung des Einlasskanals zu deutlichen Nachteilen führt. Entsprechend der berechneten Intensität der Ladungsbewegung (siehe Abbildung 7.6 und Abbildung 7.7) sind die Durchflussbeiwerte der Kanalvarianten C und D auf ähnlich geringem Niveau unterhalb der Kanalvariante B.

Auf Basis der berechneten Durchflussbeiwerte lässt sich mittels der 1D-Simulation eine Berechnung des Ladungswechsels bei Volllast durchführen, die Aufschluss über

<sup>15</sup> Der Durchflussbeiwert ist ein Maß für die Verluste, die sich beim Durchströmen eines Einlasskanals ergeben. Ursachen für die Verluste sind die Einschnürung der Strömung im Ventilspalt und Reibung. Für weitere Informationen sei auf Merker et al. [45; S.147f] verwiesen.

die sich ergebenden Nachteile, wie z. B. einen erhöhten Kraftstoffverbrauch, gibt. Für die Auslegung eines Einlasskanals für Vollmotoruntersuchungen im homogenen Magerbetrieb wurden dazu zwei Betriebspunkte ausgewählt. Zum einen ist eine Berechnung im oberen Bereich des für das Brennverfahren relevanten Lastbereichs bei einem effektiven Mitteldruck von  $p_{me} = 10$  bar und einer Drehzahl von  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$  von Interesse. Zum anderen wurde eine Berechnung im Nennleistungspunkt bei  $n = 5500 \text{ min}^{-1}$  und  $p_{me} = 16,9$  bar durchgeführt. Die Berechnungen erfolgten unter der Annahme einer identischen Verbrennung für alle Kanalvarianten, sodass etwaige Abweichungen wie z. B. durch einen höheren Restgasgehalt infolge eines höheren Abgasgedrucks nicht ausgeschlossen werden können. Die Abbildung 7.9 zeigt ausgewählte Größen der Berechnung bei höherer Teillast.

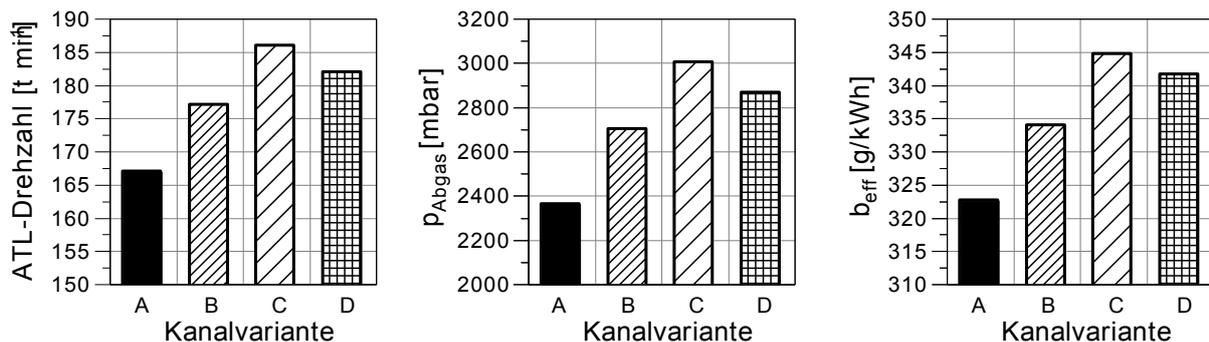


**Abbildung 7.9:** 1D-Simulationsergebnisse bei aufgeladener Teillast [93]

Im direkten Vergleich der vier Einlasskanalvarianten lassen sich keine signifikanten Unterschiede im Teillastbetrieb feststellen. Die Kanalvariante A hat geringfügige Vorteile bzgl. des Ladungswechsels, die sich jedoch nicht in einem günstigeren Kraftstoffverbrauch widerspiegeln. Insgesamt ist die Verwendung aller Kanalvarianten damit bis zu einer Motorlast von  $p_{me} = 10$  bar als unkritisch zu bewerten.

Im Nennleistungspunkt sollte mit dem Versuchsmotor eine Maximalleistung von  $P_{max} = 155$  kW darstellbar sein. Dabei darf die maximal zulässige Drehzahl der ATL-Turbine von  $n_{max} = 185.000 \text{ min}^{-1}$  nicht überschritten werden. Die Abbildung 7.10 zeigt die 1D-Simulationsergebnisse für den Nennleistungspunkt unter o. g. Randbedingungen. Die Simulationsergebnisse ergeben, dass sich mit allen Kanalvarianten die angestrebte Nennleistung unter Berücksichtigung der maximalen ATL-Drehzahl erreichen lässt. Die im Vergleich zur Kanalvariante A deutlich ungünstigeren Durchflussbeiwerte der übrigen Kanalvarianten führen jedoch im Nennleistungspunkt zu

einem erheblich höheren Kraftstoffverbrauch. Darüber hinaus ist zu erwarten, dass der deutlich höhere Abgasgedruck im Versuch zu höheren Restgasgehalten führt, die wiederum eine Verschleppung der Verbrennung nach sich ziehen könnten. Gleichzeitig ist es denkbar, dass die Steigerung der Ladungsbewegung zu einer Verbesserung der Gemischbildung und niedrigerer Klopfneigung führt, sodass sich diesbezüglich Vorteile für die Kanalvarianten C und D ergeben.



**Abbildung 7.10:** 1D-Simulationsergebnisse im Nennleistungspunkt [93]

Die durchgeführten Berechnungen zeigen, dass eine deutliche Steigerung der Ladungsbewegung durch die Verwendung eines modifizierten Einlasskanals möglich ist. Auf Basis von Berechnungen konnte ein Vergleich im Teillastbetrieb dargestellt und die Nachteile bei höherer Motorlast abgeschätzt werden. Insbesondere mit den Kanalvarianten C und D konnten im für ein Magerbrennverfahren relevanten Teillastbereich überzeugende Ergebnisse erzielt werden. Da die hohe Nennleistung für den Versuchsmotor nur bedingt relevant ist, und sich die Kanalvariante C aus o. g. Gründen bedeutend einfacher fertigen lässt, findet selbige im Rahmen der Vollmotoruntersuchungen auf dem Motorprüfstand Verwendung. Um den Einfluss der gesteigerten Ladungsbewegung bewerten zu können, wurde ein zweiter Vollmotor aufgebaut, dessen Einlasskanäle denen der Variante A entsprechen (Vollmotor A).

## 7.2 CO<sub>2</sub>-Potenzial der internen Abgasrückführung bei stöchiometrischem Betrieb

Die Abgasrückführung wird bei stöchiometrisch betriebenen Ottomotoren zur Entdrosselung des Motors mit dem Ziel einer Reduzierung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes angewendet. Dies geschieht vorrangig durch teilvariable Ventiltriebe, die eine Vergröße-

rung der Ventilüberschneidungsfläche durch eine Phasenverschiebung konventioneller Ventilerhebungskurven ermöglichen. Der dadurch maximal darstellbare Restgasgehalt ist relativ gering und kann durch die Verwendung der Ventilerhebungskurven mit verlängert geöffneten Ventilen je nach Betriebspunkt signifikant gesteigert und damit schließlich der  $\text{CO}_2$ -Ausstoß im stöchiometrischen Betrieb deutlich gesenkt werden. Ein wesentlicher Grund für die auf diese Weise darstellbaren hohen Restgasgehalte ist das im Vergleich zum Magerbetrieb wesentlich größere Druckgefälle in Folge des gedrosselten Betriebs.

Zur Quantifizierung des  $\text{CO}_2$ -Potenzials am Vollmotor A wurden Untersuchungen mit Standardventilerhebung und verlängert geöffneten Einlassventilen durchgeführt, wobei der verwendete Plateaunocken über einen Plateauhübe von  $h_{\text{pl}} = 1,8 \text{ mm}$  und eine Plateubreite von  $b_{\text{pl}} = 70^\circ \text{KW}$  verfügte. In verschiedenen Betriebspunkten wurden dazu die Ventilsteuerzeiten AS und EÖ variiert, wobei betriebspunktübergreifend im stöchiometrischen Betrieb eine Verbrennungsschwerpunktlage von  $H_{50\%} = 8^\circ \text{KW n. OT}$  angestrebt wurde. Die Abbildung 7.11 zeigt exemplarisch einige Versuchsergebnisse im Betriebspunkt  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$  bei  $p_{\text{mi}} = 6 \text{ bar}$ . Es wird ersichtlich, dass sich der Restgasgehalt durch die Verwendung eines Plateaunockens auf der Einlassseite deutlich steigern lässt ohne, dass der Grenzwert der Zyklenschwankung überschritten wird. Während mit konventioneller Ventilerhebung lediglich ein Restgasgehalt von  $\text{RG}_{\text{ges}} = 12 \%$  erreicht werden kann, lässt dieser sich durch die Verwendung des Plateaunockens auf  $\text{RG}_{\text{ges}} = 30 \%$  erhöhen. Dies geht mit einer signifikanten Reduzierung der Ladungswechselperluste einher, die schlussendlich zu einem Verbrauchsvorteil von bis zu  $\Delta_{\text{bi}} = 13 \text{ g/kWh}$  führen. Aufgrund des sehr hohen Restgasgehalts ist bei sehr früh öffnenden Einlassventilen bereits ein geringfügiger Zündwinkelrückzug aufgrund einer klopfenden Verbrennung notwendig, der sich jedoch keinen signifikanten Anstieg der Zyklenschwankung nach sich zieht.

## 7 Übertrag auf den Vollmotor

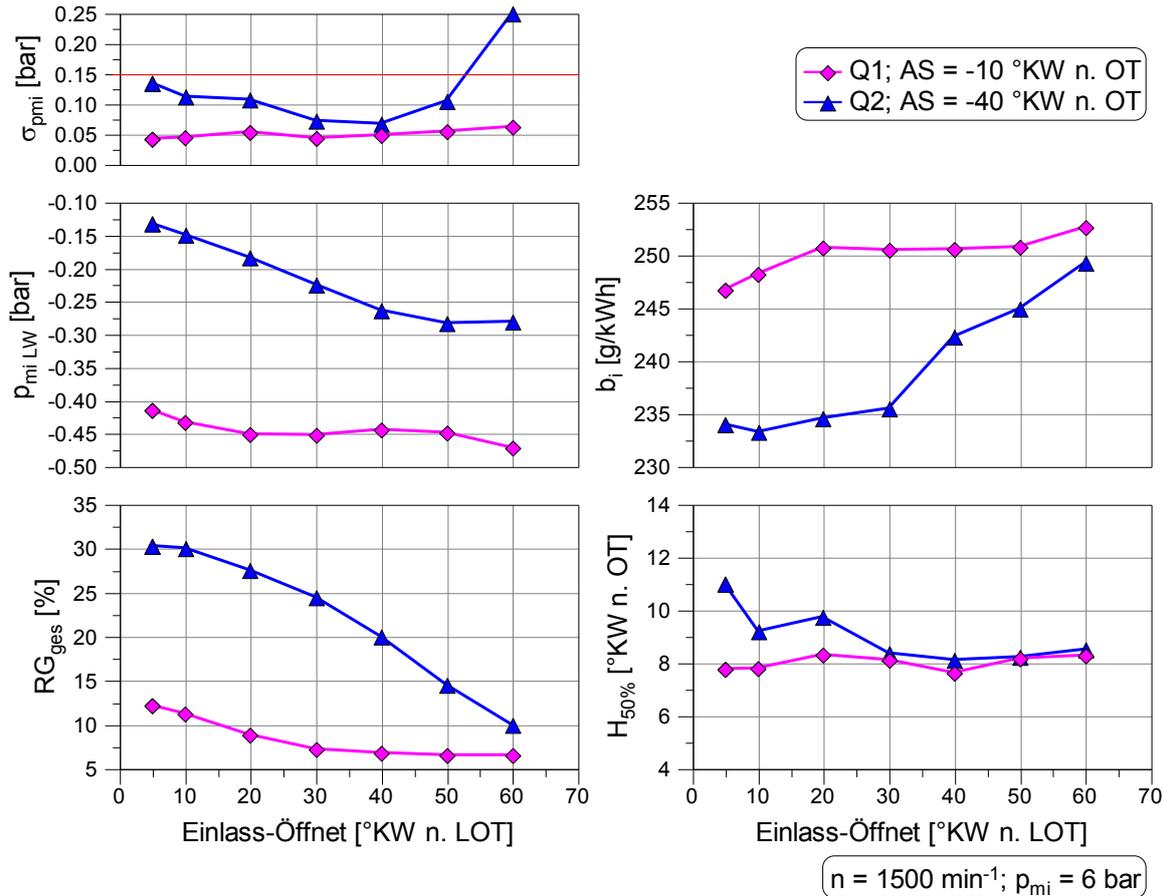


Abbildung 7.11:  $CO_2$ -Potenzial der int. AGR bei stöch. Betrieb;  $p_{mi} = 6 \text{ bar}$

Die Abbildung 7.12 beinhaltet Versuchsergebnisse, die bei niedrigerer Last im Betriebspunkt  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$  bei  $p_{mi} = 3 \text{ bar}$  gemessen wurden.

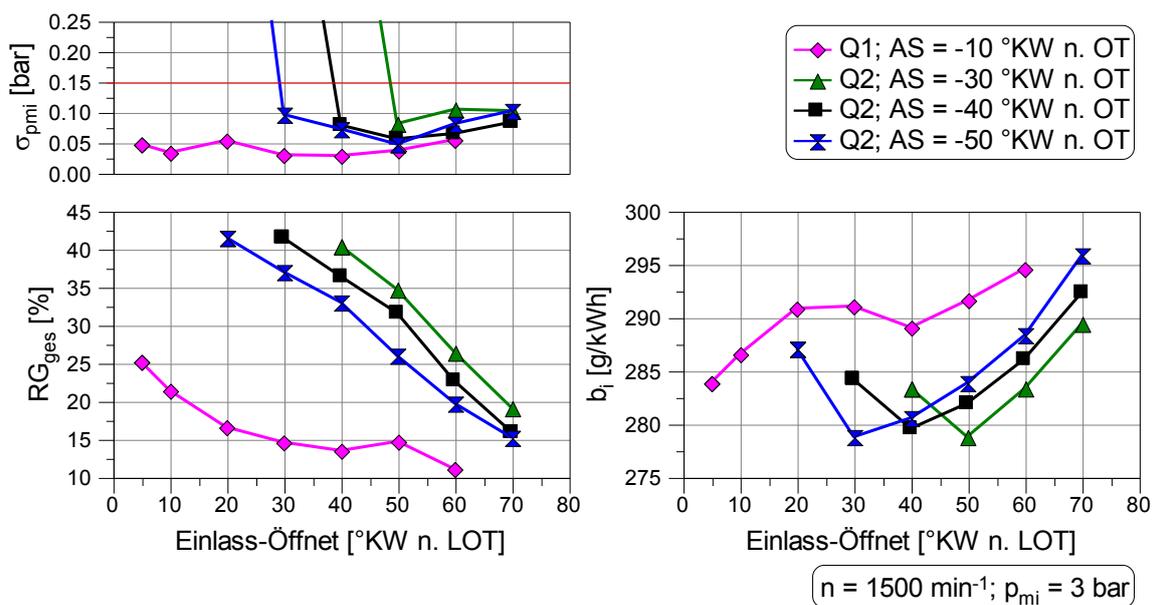
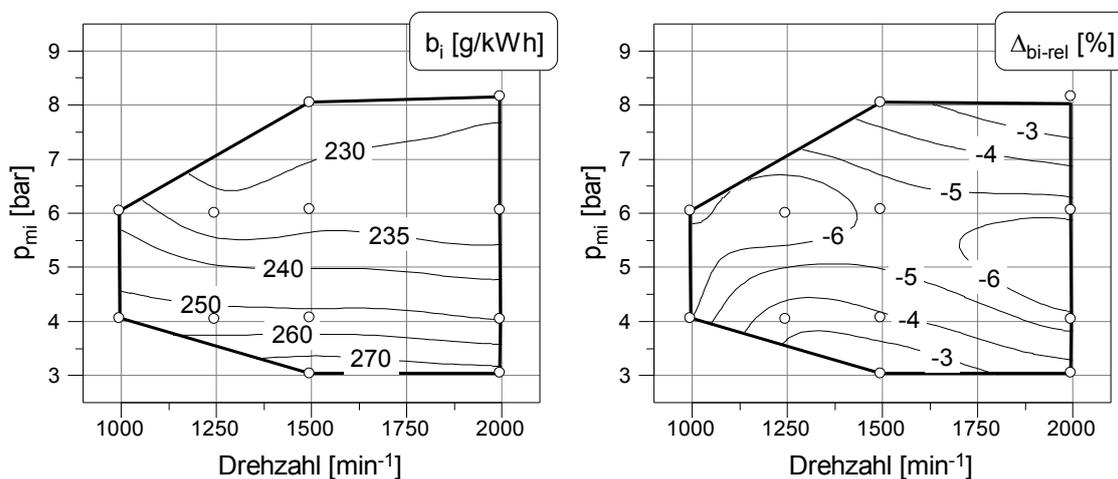


Abbildung 7.12:  $CO_2$ -Potenzial der int. AGR bei stöch. Betrieb;  $p_{mi} = 3 \text{ bar}$

Es zeigt sich, dass die Verwendung des Plateaunockens im betrachteten Betriebspunkt je nach Ventilsteuerzeiten zu einer nicht tolerierbaren Laufunruhe führt. Hauptursache dafür ist, dass sich bei niedriger Last in Folge der starken Drosselung ein hohes Druckgefälle einstellt, das selbst bei geringer Ventilüberschneidungsfläche zu hohen Restgasgehalten führt. Folglich kann bereits mit konventioneller Ventilerhebung ein hoher Restgasgehalt von  $RG_{ges} = 25\%$  dargestellt werden. Darüber hinaus führt die notwendige Verringerung der Ventilüberschneidungsfläche bei Anwendung der Strategie Q2 aufgrund ungünstiger Ventilsteuerzeiten zu einer weiteren Schmälerung des  $CO_2$ -Potenzials, sodass sich im betrachteten Betriebspunkt lediglich ein Verbrauchsvorteil von  $\Delta_{bi} = 5\text{ g/kWh}$  ergibt.

Um die  $CO_2$ -Potenziale in einem Motorkennfeld gegenüberstellen zu können, wurde eine Vielzahl von Betriebspunkten mit beiden Formen der o. g. Ventilerhebungen durch Variationen der Ventilsteuerzeiten vermessen. Die Abbildung 7.13 beinhaltet den bei Verwendung der Strategie Q2 darstellbaren absoluten Kraftstoffverbrauch (Abbildung 7.13, links) sowie den sich ergebenden Verbrauchsvorteil  $\Delta_{bi-rel}$  gegenüber einer konventionellen Ventilerhebung mit verbrauchsoptimalen Ventilsteuerzeiten (Abbildung 7.13, rechts).



**Abbildung 7.13:**  $CO_2$ -Potenzial der int. AGR bei stöch. Betrieb im Kennfeld

Wie aus der Abbildung 7.13 hervorgeht, ist durch den stöchiometrischen Betrieb des Ottomotors mit verlängert geöffneten Einlassventilen bei einer Plateaubreite von  $b_{pl} = 70\text{ °KW}$  ein Verbrauchsvorteil gegenüber dem stöchiometrischen Betrieb mit konventioneller Ventilerhebung von bis zu  $\Delta_{bi-rel} = 6\%$  darstellbar. In Bereichen

niedriger Last nimmt der Verbrauchsvorteil aus o. g. Gründen ab. Bei höherer Motorlast verringert sich der mögliche Verbrauchsvorteil aufgrund des geringeren Entdrosselungspotenzials.

Eine Umsetzung der dargelegten Strategie erfordert lediglich die Möglichkeit einer Ventilhubumschaltung auf der Einlassseite. Damit steht das Verfahren in direkter Konkurrenz zu stöchiometrischen Teillastverfahren wie z. B. dem Miller-Kreisprozess oder einer Zylinderabschaltung, wobei letztere darüber hinaus eine Ventilhubumschaltung auf der Auslassseite voraussetzt. Weiterhin empfiehlt sich ein solches Verfahren, wie es hier vorgestellt wurde, da mit der Einführung zukünftiger Testzyklen eine Verschiebung des Lastkollektivs zu höheren Motorlasten einhergehen wird.

### **7.3 Bewertung der gesteigerten Ladungsbewegung**

Um den homogenen Magerbetrieb an einem Vollmotor zu optimieren, wurde der in Kapitel 5.2 beschriebene Vollmotor B aufbauend auf den in Kapitel 6.3 dargelegten Erkenntnissen mit modifizierten Einlasskanälen zur Steigerung der Ladungsbewegung ausgestattet. Ein Vergleich der beiden Motoren Vollmotor A und Vollmotor B ermöglicht eine Bewertung der gesteigerten Ladungsbewegung. Diese erfolgte in unterschiedlichen Betriebspunkten, wobei Abbildung 7.14 den Einfluss der gesteigerten Ladungsbewegung im stöchiometrischen Betrieb darstellt. Dazu wurden mit beiden Motoren unter identischen Randbedingungen Variationen der Ventilsteuerzeit Einlass-Öffnet im Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  bei  $p_{mi} = 6 \text{ bar}$  mit Standardventilerhebung durchgeführt. Die Versuchsergebnisse in Abbildung 7.14 verdeutlichen, dass bei einem gut aufbereiteten und gut entflammaren Luft-Kraftstoff-Gemisch, wie es im stöchiometrischen Betrieb mit geringem Restgasgehalt der Fall ist, durch eine Steigerung der Ladungsbewegung unter identischen Randbedingungen keine Verbesserung der Zyklenschwankung zu erwarten ist. Ein deutlicher Effekt ist hingegen bei Betrachtung des Energieumsatzes zu erkennen, der durch eine Steigerung der Ladungsbewegung deutlich beschleunigt werden kann. Folglich ergibt sich eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs, die im betrachteten Betriebspunkt in etwa  $\Delta_{bi} = 5 \text{ g/ kWh}$  beträgt.

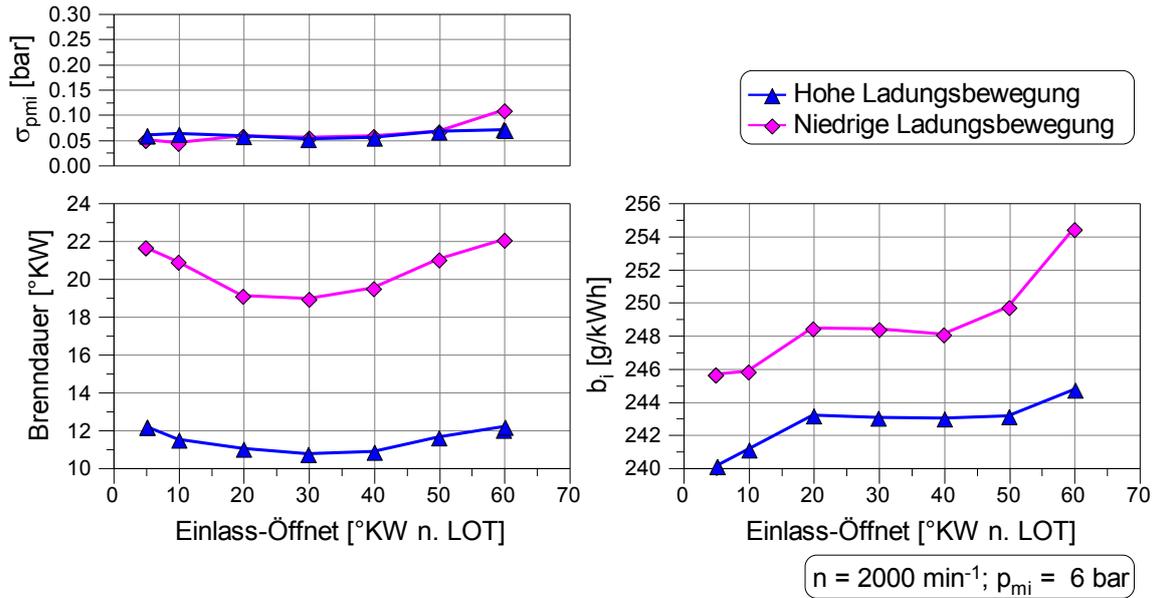


Abbildung 7.14: Einfluss der Ladungsbewegung im stöchiometrischen Betrieb

Für eine Bewertung des Potenzials der gesteigerten Ladungsbewegung hinsichtlich einer Verschiebung der Magerlaufgrenze wurden außerdem Untersuchungen im homogenen Magerbetrieb durchgeführt. Die Abbildung 7.15 beinhaltet die Versuchsergebnisse von Variationen des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses im Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  bei  $p_{mi} = 8 \text{ bar}$ , die ähnlich wie in Abbildung 7.14 bei identischen Randbedingungen mit Standardventilerhebung durchgeführt wurden. Die Ventilsteuerzeiten betragen dabei  $AS = -10 \text{ °KW n. OT}$  und  $EÖ = 5 \text{ °KW n. OT}$ .

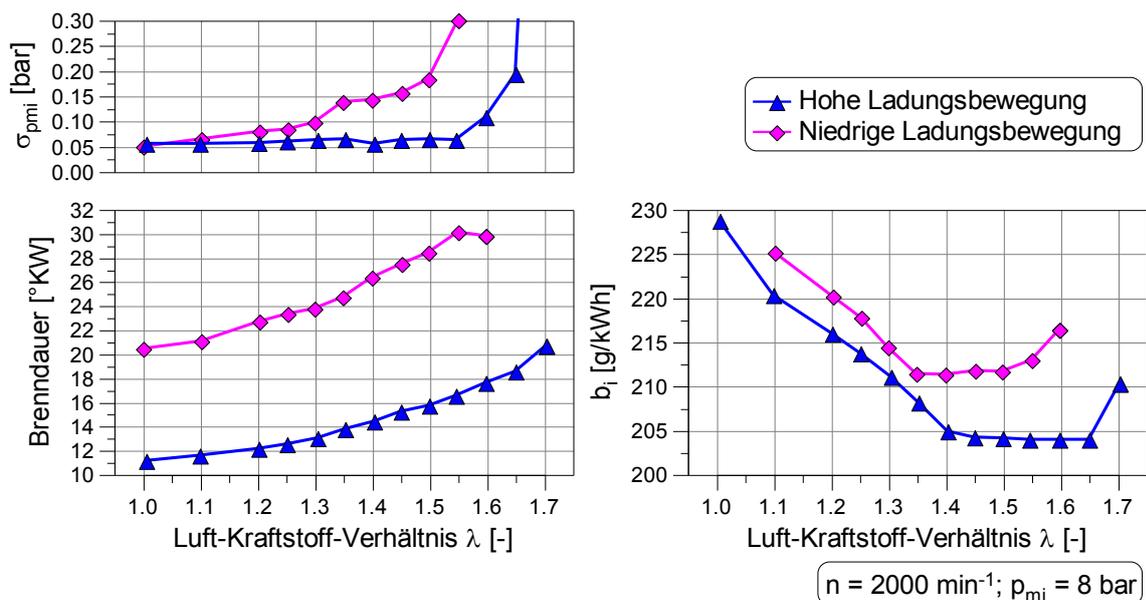
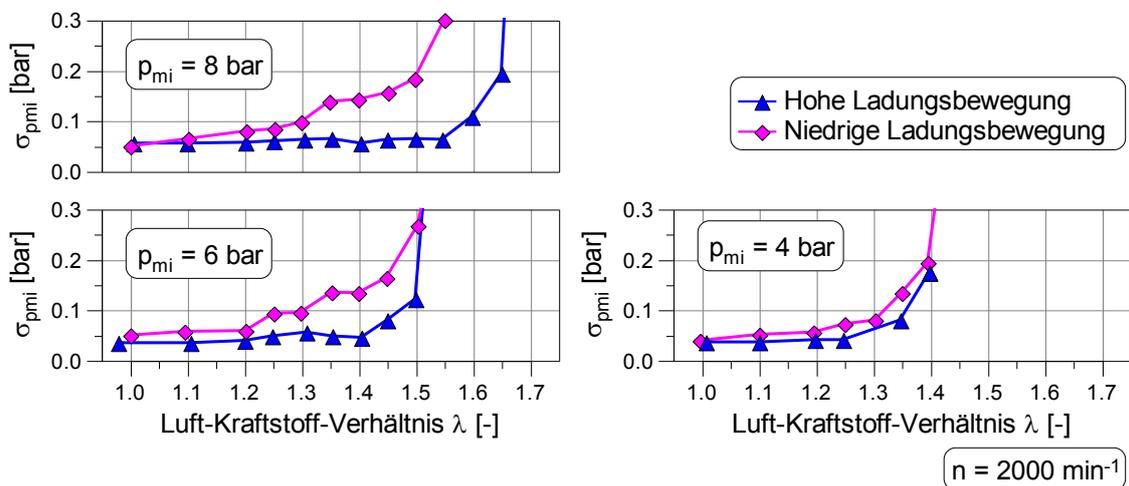


Abbildung 7.15: Einfluss der Ladungsbewegung im Magerbetrieb

Im Gegensatz zum stöchiometrischen Betrieb führt eine Steigerung der Ladungsbewegung im Betrieb mit überstöchiometrischen Luft-Kraftstoff-Gemisch im o. g. Betriebspunkt, wie es in Abbildung 7.15 zu erkennen ist, in Folge der deutlich besseren Gemischaufbereitung und des schnelleren Energieumsatzes zu einer Verbesserung der Laufruhe. Dadurch sind mit gesteigerter Ladungsbewegung höhere Luft-Kraftstoff-Verhältnisse darstellbar, die zu einem geringeren Ausstoß von  $\text{NO}_x$ -Emissionen und zu einer Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs führen. Die bereits im stöchiometrischen Betrieb erkennbare Verkürzung der Brenndauer sowie ein in Folge dessen reduzierter Kraftstoffverbrauch bei gleichem Luft-Kraftstoff-Verhältnis sind auch im Magerbetrieb nachweisbar.

Bei der Durchführung weiterer vergleichender Versuche dieser Art bei unterschiedlichen Motorlasten konnte eine Abhängigkeit der Verschiebung der Magerlaufgrenze durch die Steigerung der Ladungsbewegung von der Motorlast festgestellt werden. Die Abbildung 7.16 veranschaulicht diese Erkenntnisse für Versuche bei einer Drehzahl von  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , die mit identischen Randbedingungen und Standardventilerhebung bei den Ventilsteuerzeiten  $\text{AS} = -10^\circ \text{KW n. OT}$  und  $\text{EÖ} = 5^\circ \text{KW n. OT}$  durchgeführt wurden.



**Abbildung 7.16:** Abhängigkeit der Magerlaufgrenze von der Motorlast

Ausgehend von den Erkenntnissen, die bei einer Motorlast von  $p_{mi} = 8 \text{ bar}$  gewonnen werden konnten, verdeutlichen die Versuchsergebnisse in Abbildung 7.16, dass die Verschiebung der Magerlaufgrenze in Richtung höherer Luft-Kraftstoff-Verhältnisse in Folge der gesteigerten Ladungsbewegung mit sinkender Motorlast abnimmt. Bei

einer Last von  $p_{mi} = 4$  bar sind zwar noch geringe Vorteile bzgl. der Laufruhe nachweisbar, jedoch ist keine Verschiebung der Magerlaufgrenze fest zu stellen. Die Hauptursache für diesen Sachverhalt stellen der mit niedrigerer Last zunehmend reduzierte Saugrohrdruck und der in Folge dessen geringere Luftmassenstrom dar. Weitere Untersuchungen bei höheren Motorlasten bestätigen diese stetige Abhängigkeit.

Schlussendlich lassen sich die bereits in Kapitel 6.2 am Einzylindermotor gewonnen Erkenntnisse zum Einfluss des Ladungsbewegungsniveaus bestätigen. Die Steigerung der Ladungsbewegung durch die Verwendung modifizierter Einlasskanäle am Vollmotor B führt zu einer deutlichen Erweiterung des Betriebsbereichs mit überstöchiometrischem Luft-Kraftstoff-Gemisch und erfüllt damit eine wichtige Anforderung für den Betrieb des Motors im homogenen Magerbetrieb.

Die Steigerung der Ladungsbewegung durch den Einsatz der modifizierten Einlasskanalgeometrie hat aufgrund des stark verjüngten Kanalquerschnitts Nachteile bzgl. der Füllung (Kapitel 7.1) und damit negative Auswirkungen auf die Volllast und insbesondere auf die darstellbare Nennleistung. Für eine Bewertung der sich ergebenden Nachteile wurden zwei Lastschnitte unterschiedlicher Motoren bei einer Drehzahl von  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  verglichen. Im Vergleich zum Vollmotor B wurde dazu ein ähnlich aufgebauter Motor vermessen, der jedoch nicht über modifizierte Einlasskanäle und nicht über einen ATL mit Flutentrennung verfügt. Dabei waren bis zu einer Last von  $p_{mi} = 13$  bar keine signifikanten Unterschiede mit Ausnahme einer deutlich kürzeren Brenndauer im Fall des Vollmotors B und geringfügig höhere Ladungswechselverluste in Folge des kleineren Kanalquerschnitts erkennbar. Bei höherer Motorlast ließen sich zunehmend größere Ladungswechselverluste nachweisen, die zum Teil durch den geringeren Kanalquerschnitt, jedoch ebenfalls durch die Trennung der Abgasfluten zu begründen sind. Ab einer Last von  $p_{mi} = 18$  bar führen diese Ladungswechselverluste zu einem erhöhten Kraftstoffverbrauch. Darüber hinaus wurde der Vollmotor B bedingt durch die Verwendung des ATL mit Flutentrennung im Bereich der Volllast aus Gründen des Bauteilschutzes mit leicht unterstöchiometrischem Luft-Kraftstoff-Gemisch betrieben, was sich zusätzlich negativ auf den Kraftstoffverbrauch auswirkte. Das maximale Drehmoment von  $M_{Dmax} = 350 \text{ Nm}$  des Referenzmotors ließ sich auch mit dem Vollmotor B darstellen.

Eine grafische Darstellung dieser vergleichenden Bewertung ist im Anhang A.5 zu finden.

## 7.4 Untersuchungen im homogenen Magerbetrieb

Der Vollmotor B, der für die Untersuchungen im Magerbetrieb verwendet wird, verfügt zusätzlich zur konventionellen Ventilerhebung über ein einlassseitiges Plateau. Entsprechend Kapitel 6.4 wurde ein Plateauhöhe von  $h_{pi} = 1,8 \text{ mm}$  und eine Plateaubreite von  $b_{pi} = 40 \text{ °KW}$  ausgewählt.

In Kapitel 6.2 wurden bereits Versuchsergebnisse zur Bewertung des Einflusses der Verbrennungsschwerpunktlage  $H_{50\%}$  im homogenen Magerbetrieb vorgestellt. Aufgrund der Tatsache, dass diese Untersuchungen die thermodynamischen Zusammenhänge nur bis zu einer minimalen Verbrennungsschwerpunktlage von  $H_{50\%} = 4 \text{ °KW n. OT}$  abbilden, wurden am Vollmotor B ähnliche Untersuchungen in einem größeren Bereich durchgeführt. In der Abbildung 7.17 sind die Versuchsergebnisse für den stöchiometrischen und den homogenen Magerbetrieb dargestellt, die im Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  bei  $p_{mi} = 6 \text{ bar}$  mit identischen Ventilsteuerzeiten gemessen wurden.

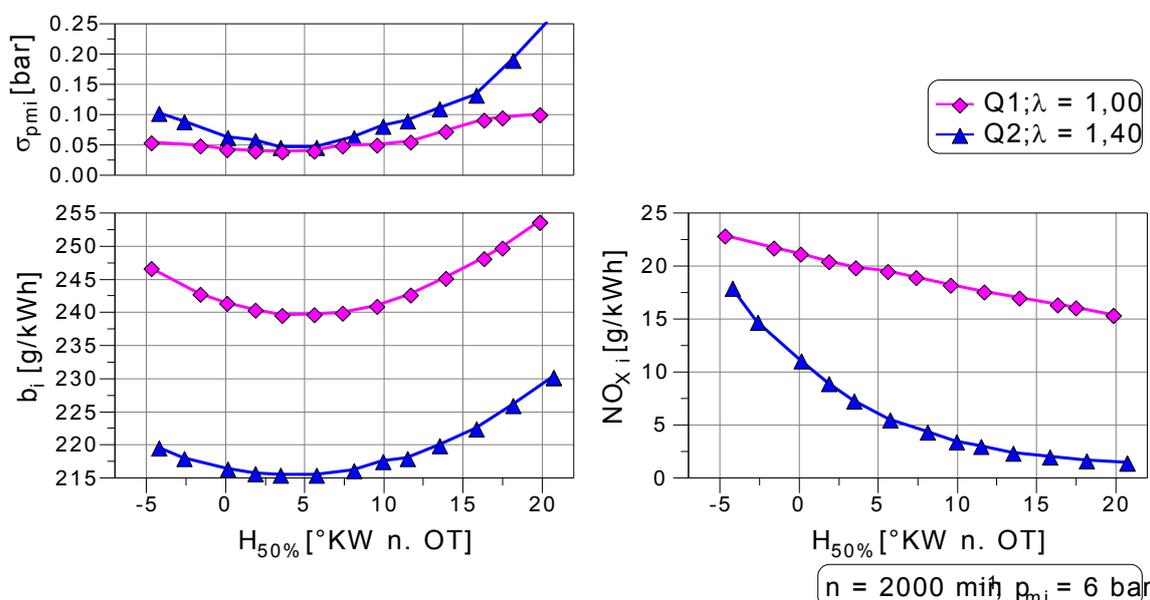


Abbildung 7.17: Einfluss der Verbrennungsschwerpunktlage  $H_{50\%}$

Die dargestellten Versuchsergebnisse bestätigen die bereits im Rahmen der Einzylinderuntersuchungen gewonnenen Erkenntnisse hinsichtlich des Einflusses der Ver-

brennungsschwerpunktlage. Darüber hinaus ist festzuhalten, dass sich eine Veränderung der Verbrennungsschwerpunktlage gleichermaßen auf den stöchiometrischen und den überstöchiometrischen Betrieb auswirkt. Für beide Betriebsarten ergeben sich Bestwerte hinsichtlich Laufruhe und Kraftstoffverbrauch bei einer Verbrennungsschwerpunktlage von  $H_{50\%} = 5$  °KW n. OT. Eine Verschiebung des Verbrennungsschwerpunkts nach früh führt aufgrund des Anstiegs der Leckage- und Wandwärmeverluste zu einem Anstieg des Kraftstoffverbrauchs. Eine Verschiebung des Verbrennungsschwerpunkts nach spät führt zu einem ungünstigeren effektiven Expansionsverhältnis, das sich ebenfalls negativ auf den Kraftstoffverbrauch auswirkt. Bedingt durch die Tatsache, dass die  $\text{NO}_x$ -Emissionen mit späterem Verbrennungsschwerpunkt aufgrund der stetig fallenden Temperaturen und Drücke stetig abnehmen, kann die bereits in Kapitel 6.2 als anzustrebender Kompromiss formulierte Verbrennungsschwerpunktlage von  $H_{50\%} = 8$  °KW n. OT bestätigt werden. Die Abbildung 7.17 zeigt außerdem, dass die  $\text{NO}_x$ -Emissionen im Magerbetrieb mit hohem Restgasgehalt mit späterer Verbrennungsschwerpunktlage stärker abnehmen als im stöchiometrischen Betrieb. Die Ursache dafür stellt im Magerbetrieb mit hohem Restgasgehalt das in Folge der höheren Verdünnung mit späterem Verbrennungsschwerpunkt verspätete Brennende dar, das zu niedrigeren Temperaturen und Drücken führt, die schlussendlich eine stärkere Abnahme der  $\text{NO}_x$ -Emissionen nach sich ziehen. Das später liegende Brennende ist außerdem die Ursache für den vergleichsweise starken Anstieg der Laufunruhe bei später Verbrennungsschwerpunktlage im Magerbetrieb.

Die bei oberer Teillast durchgeführten Untersuchungen im homogenen Magerbetrieb bestätigen die bereits im Rahmen der Einzylinderuntersuchungen gewonnenen Erkenntnisse. Exemplarisch veranschaulicht dies die Abbildung 7.18, die einige Messgrößen einer Variation der Ventilsteuerzeit Einlass-Öffnet im Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  bei  $p_{mi} = 8 \text{ bar}$  bei einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von  $\lambda = 1,50$  unter Anwendung des Plateaunockens darstellt. Sie zeigt den bereits bekannten positiven Einfluss von früh öffnenden Einlassventilen hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs und der  $\text{NO}_x$ -Emissionen. Darüber hinaus ist zu beobachten, dass ein früheres Schließen der Auslassventile ebenfalls zu einer Verringerung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen in Folge eines gesteigerten Restgasgehalts führt. Dies ist durch die Tatsache zu begrün-

den, dass der o. g. Betriebspunkt im Bereich der Saugvolllast bzw. abhängig von der Ventilsteuerzeiten bereits im aufgeladenen Lastbereich liegt und durch früh schließende Auslassventile ein Spülen des Brennraums mit Frischluft verhindert sowie ein geringer Teil an Abgas zurückgehalten wird. Folglich sind für eine Steigerung des Restgasgehalts bei höherer Teillast im Bereich der Magerlaufgrenze ein frühes Schließen der Auslassventile und ein frühes Öffnen der Einlassventile zu favorisieren.

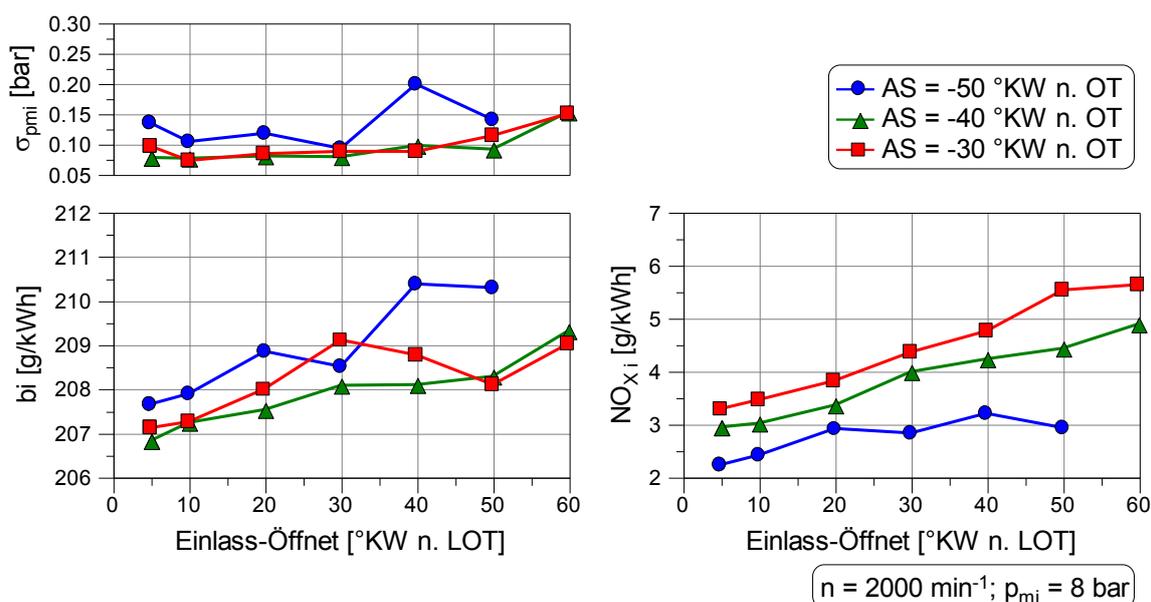
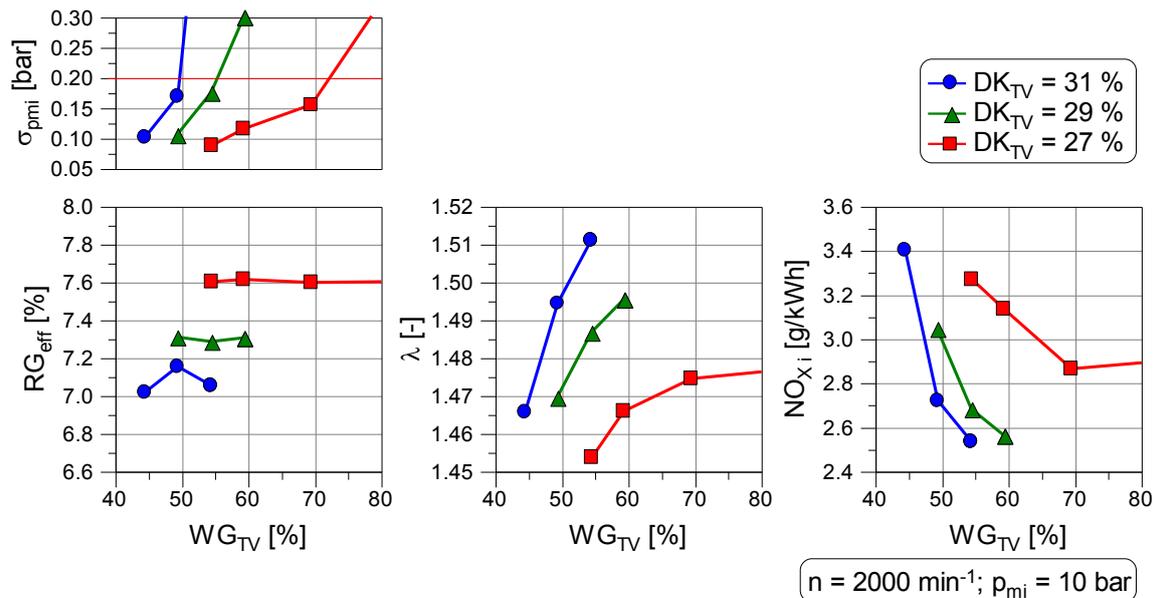


Abbildung 7.18: Homogener Magerbetrieb bei höherer Teillast

Einen weitere Möglichkeit zur Steigerung des Restgasgehalts im Bereich höherer Teillast stellt eine gleichzeitige Anstellung von Wastegate und Drosselklappe dar, die zu einem gesteigerten Abgasgedruck sowie einem reduzierten Saugrohrdruck führt, was schlussendlich einen höheren Restgasgehalt zur Folge hat. Um das sich dadurch ergebende Potenzial zu untersuchen, wurden unter identischen Randbedingungen Variationen der Wastegatestellung für verschiedene Drosselklappenstellungen durchgeführt. Die Abbildung 7.19 zeigt die Versuchsergebnisse für den Betriebspunkt  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  bei  $p_{mi} = 10 \text{ bar}$  mit den Ventilsteuerzeiten AS = -40 °KW n. OT und EÖ = 5 °KW n. OT. Bei Betrachtung der Versuchsergebnisse in Abbildung 7.19 fällt auf, dass ein Anstellen der Drosselklappe zwar zu einem geringen Anstieg des Restgasgehalts führt, dieser jedoch durch ein Schließen des Wastegates nicht weiter gesteigert werden kann. Vielmehr ist zu erkennen, dass

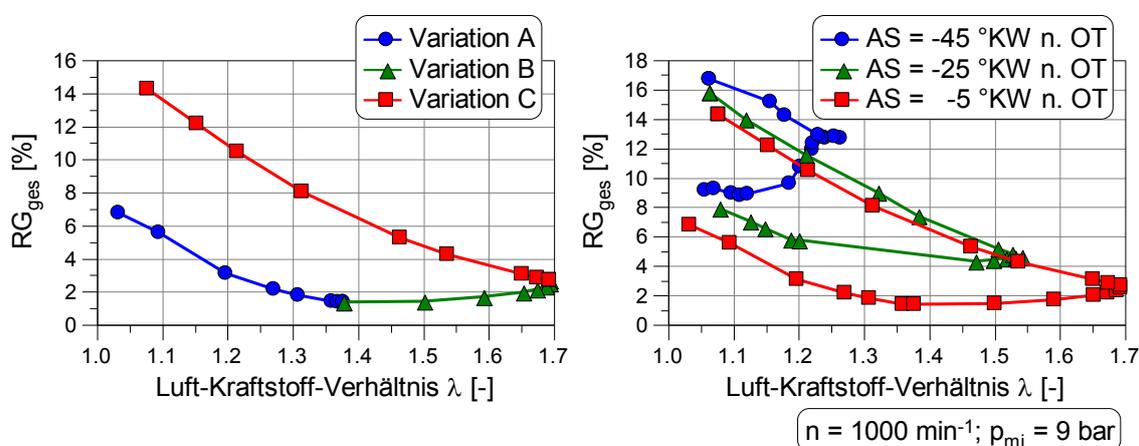
bereits eine geringfügig weiter geschlossene Drosselklappe zu einer signifikanten Reduzierung des Luftüberschusses führt, der sich wesentlich stärker auf die  $\text{NO}_x$ -Emissionen auswirkt, als der geringfügig gesteigerte Restgasgehalt. Folglich birgt das gleichzeitige Anstellen von Drosselklappe und Wastegate im Bereich höherer Teillast unter den untersuchten Randbedingungen kein Potenzial zur weiteren Absenkung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen.



**Abbildung 7.19:** Einfluss der Wastegatestellung auf die  $\text{NO}_x$ -Emissionen

Für zukünftige Magerbrennverfahren werden Betriebsbereiche mit erhöhter Motorlast und niedriger Drehzahl immer relevanter. Um den Zusammenhang zwischen Restgasgehalt und Luftüberschuss bereits im Voraus zu analysieren, wurden im Betriebspunkt  $n = 1000 \text{ min}^{-1}$  bei  $p_{\text{mi}} = 9 \text{ bar}$  bei geschlossenem Wastegate 1D-Simulationen durchgeführt, deren Ergebnisse in der Abbildung 7.20 abgebildet sind. Im linken Teil der Abbildung 7.20 sind die darstellbaren Grenzen der Verdünnung dargestellt, die durch verschiedene Variationen bei identischer Ventilsteuerzeit Auslass-Schließt berechnet wurden. So bildet die als Variation A gekennzeichnete Kurve ein Öffnen der Drosselklappe bei später Ventilsteuerzeit Einlass-Öffnet ab. Mit zunehmendem Saugrohrdruck steigt das Luft-Kraftstoff-Verhältnis und der Restgasgehalt sinkt in Folge des geringen Druckgefälles. Ist die Drosselklappe bei einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von  $\lambda = 1,38$  im betrachteten Betriebspunkt vollständig geöffnet, wird die Ventilsteuerzeit Einlass-Öffnet in Richtung früh verschoben

(Abbildung 7.20 links, Variation B). Bei sehr früh öffnenden Einlassventilen und einer vollständig geöffneten Drosselklappe lässt sich folglich das höchste Luft-Kraftstoff-Verhältnis einstellen. Wird bei sehr früh öffnenden Einlassventilen die Drosselklappe geschlossen (Abbildung 7.20 links, Variation C), steigt der Restgasgehalt in Folge des gesteigerten Druckgefälles an, während das Luft-Kraftstoff-Verhältnis sinkt. Alle Zustände, die sich innerhalb der durch die vorgestellten Variationen gezeichneten Grenzen befinden, sind durch entsprechende Einstellungen darstellbar, wobei die Zyklenschwankung durch die 1D-Simulation nicht abgebildet werden kann.



**Abbildung 7.20:** Rechnerische Betrachtung der Verdünnungszusammensetzung [93]

Im rechten Teil der Abbildung 7.20 ist ergänzend der Einfluss der Ventilsteuerzeit Auslass-Schließt dargestellt. So wird deutlich, dass sich ein hoher Restgasgehalt durch ein frühes Schließen der Auslassventile darstellen lässt, wie es bereits anhand von Versuchsergebnissen bei höherer Teillast gezeigt wurde (Abbildung 7.18). Darüber hinaus zeigt die Berechnung, dass eine Maximierung des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses, die insbesondere bei niedriger Drehzahl und hoher Last anzustreben ist, nur durch ein spätes Schließen der Auslass-Ventile möglich ist. Aus diesem Grund wurden im Betriebspunkt  $n = 1000 \text{ min}^{-1}$  bei  $p_{mi} = 10 \text{ bar}$  Variationen der Ventilsteuerzeit Auslass-Schließt bei vollständig geöffneter Drosselklappe und geschlossenem Wastegate durchgeführt, deren Ergebnisse in Abbildung 7.21 dargestellt sind. Die Versuchsergebnisse in Abbildung 7.21 bestätigen die bereits durch die Simulation gewonnen Erkenntnisse (vgl. Abbildung 7.20). So führt im betrachteten Betriebspunkt ein späteres Schließen der Auslassventile zu einem deutlich höheren

Luft-Kraftstoff-Verhältnis, was eine signifikante Absenkung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen ermöglicht. Außerdem wird anhand der Ergebnisse deutlich, dass die Verwendung eines Plateaunockens auf der Einlassseite auch in Betriebspunkten ohne hohen Restgasgehalt Vorteile gegenüber der konventionellen Ventilerhebung hat, da sie ein Spülen des Brennraums mit Frischluft begünstigt. Da die Zyklenschwankung des Motors auch bei maximaler Verdünnung noch unterhalb des definierten Grenzwerts liegt, kann in diesem Betriebspunkt eine Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage nach spät als weitere Option zur Senkung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen angewendet werden (Abbildung 7.17).

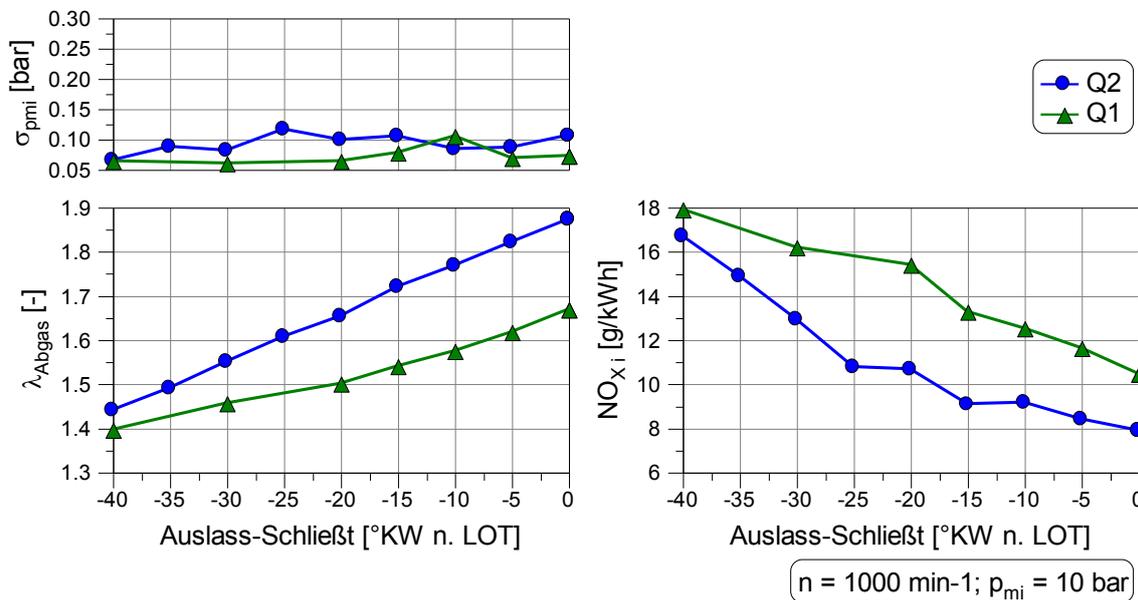
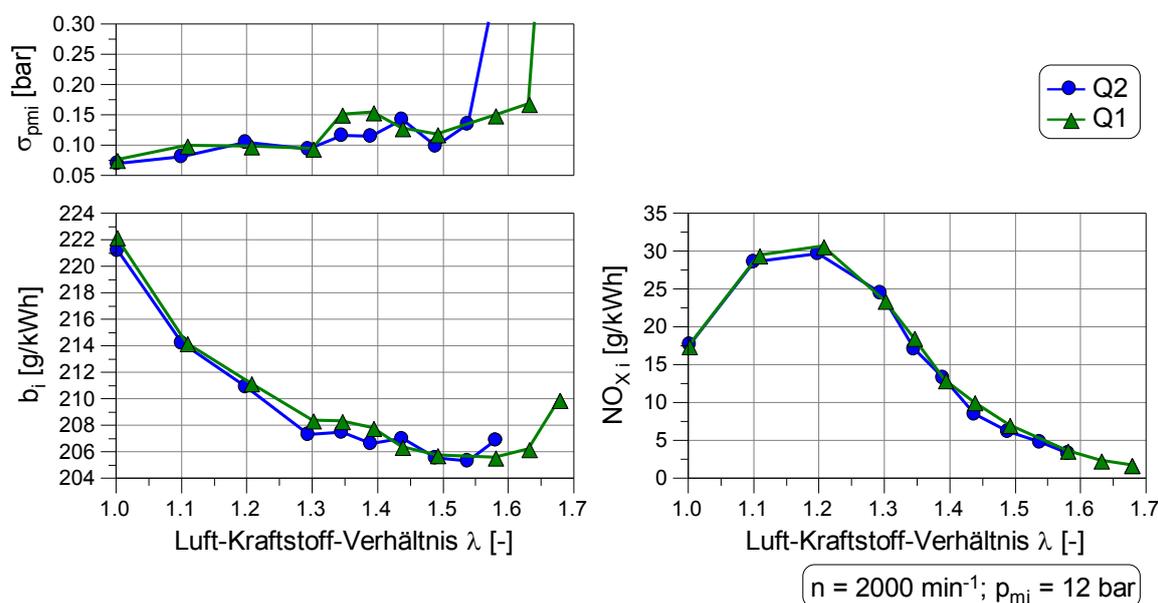


Abbildung 7.21: Einfluss der Ventilsteuerzeit Auslass-Schließt

Im Übergangsbereich zum stöchiometrischen Betrieb bei hoher Teillast, muss die Umschaltung des Nockenprofils zur konventionellen Ventilerhebung erfolgen. Aufgrund dessen wurden Untersuchungen durchgeführt, die eine vergleichende Bewertung beider Ventilerhebungskurven ermöglichen. Im Rahmen dessen konnte festgestellt werden, dass sich ab einer Motorlast von  $p_{\text{mi}} = 12 \text{ bar}$  bei einer vergleichenden Bewertung der unterschiedlichen Ventilerhebungskurven im homogenen Magerbetrieb keine signifikanten Unterschiede feststellen lassen. Die Abbildung 7.22 zeigt eine Gegenüberstellung im Betriebspunkt  $n = 2000$  bei  $p_{\text{mi}} = 12 \text{ bar}$  unter übereinstimmenden Randbedingungen. Wie die Versuchsergebnisse in Abbildung 7.22 zeigen, sind bzgl. Kraftstoffverbrauch und  $\text{NO}_x$ -Emissionen keine signifikanten

Unterschiede erkennbar. Einzig die Magerlaufgrenze ist bei Verwendung des Plateaunockens niedriger als mit konventioneller Ventilerhebung. Durch eine Optimierung der Steuerzeiten im Rahmen weiterer Untersuchungen konnten jedoch für beide Ventilerhebungskurven ähnliche Ergebnisse hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs und der  $\text{NO}_x$ -Emissionen dargestellt werden. Demnach kann der Motor ab einer Motorlast von  $p_{mi} = 12$  bar sowohl mit konventioneller Ventilerhebung als auch mit Plateaunocken im homogenen Magerbetrieb betrieben werden ohne Nachteile seitens der Emissionen oder des Kraftstoffverbrauchs in Kauf nehmen zu müssen.



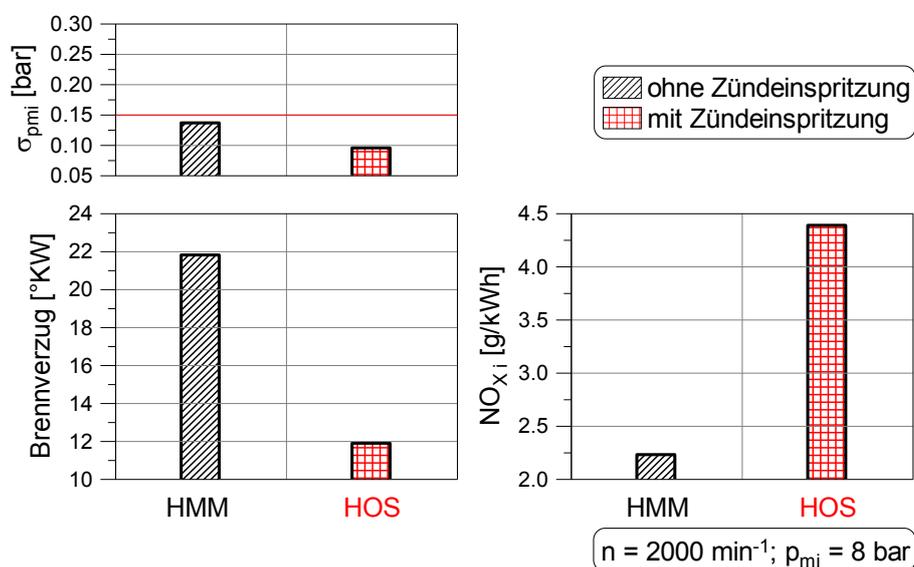
**Abbildung 7.22:** Vergleich versch. Ventilerhebungskurven bei hoher Teillast

Für eine Darstellung der Versuchsergebnisse, die im homogenen Magerbetrieb bei hoher Teillast erreicht werden konnten, sei auf die Kennfelddarstellung verwiesen, die in Kapitel 7.7 zu finden ist.

### 7.5 Potenziale des Magerbetriebs bei mittlerer Teillast

Wie bereits anhand der an den verschiedenen Einzylindermotoren erzielten Versuchsergebnisse dargelegt werden konnte, ist ein Betrieb des Ottomotors mit überstöchiometrischem Luft-Kraftstoff-Verhältnis mit zunehmend niedrigerer Last aufgrund der niedrigeren Magerlaufgrenze und des höheren Restgasgehalts in Folge des gedrosselten Betriebs zunehmend kritischer. Dies wirkt sich negativ auf die mögliche Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und die Absenkung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen aus.

Um die Verdünnbarkeit im Bereich mittlerer Teillast zu steigern, kann z. B. die Einspritzung einer kleinen Menge Kraftstoff kurz vor dem Zündzeitpunkt vorgenommen werden, die bereits bei modernen überstöchiometrisch betriebenen und sich in der Serienfertigung befindenden Ottomotoren Anwendung findet [60]. Anhand einer Vielzahl von Versuchen wurde die Wirkung einer Zündeinspritzung bei unterschiedlichen Lasten untersucht. Die Abbildung 7.23 zeigt Versuchsergebnisse im Betriebspunkt  $n = 2000$  bei  $p_{mi} = 8$  bar, die mit identischen Randbedingungen bei einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von  $\lambda = 1,50$  gemessen wurden und eine Bewertung des Potenzials einer Zündeinspritzung in diesem Betriebspunkt ermöglichen.



**Abbildung 7.23:** Einfluss einer Zündeinspritzung bei  $p_{mi} = 8$  bar

Bei Betrachtung der Versuchsergebnisse in Abbildung 7.23 fällt auf, dass sich die Zyklenschwankung, die bereits ohne Zündeinspritzung auf einem guten Niveau liegt, durch die Verwendung einer Zündeinspritzung verbessern lässt. Der Brennverzug verkürzt sich durch eine Zündeinspritzung in Folge günstigerer Bedingungen für die Entflammung deutlich. Zeitgleich bedingt die Zündeinspritzung jedoch einen Anstieg des Lambdagradienten durch einen lokal geringeren Luftüberschuss, der in direkter Folge zu einem signifikanten Anstieg der  $\text{NO}_x$ -Emissionen führt. Aufgrund der Tatsache, dass durch die Zündeinspritzung im betrachteten Betriebspunkt keine Verschiebung der Magerlaufgrenze möglich ist und kein Verbrauchsvorteil nachgewiesen werden konnte, ist der Verzicht auf eine Zündeinspritzung unter den betrachteten Randbedingungen zielführend.

Bedingt durch die Tatsache, dass die Ladungsbewegung bei niedrigerer Last erwiesenermaßen ein geringeres Potenzial zur Verschiebung der Magerlaufgrenze aufweist (Kapitel 7.3), wurden im Betriebspunkt  $n = 2000$  bei  $p_{mi} = 6$  bar weitere Versuche zur Bewertung des Potenzials einer Zündeinspritzung durchgeführt. Im homogenen Magerbetrieb konnten unter Berücksichtigung der Laufunruhe die besten Ergebnisse bezüglich  $NO_x$ -Emissionen und Kraftstoffverbrauch bei einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von  $\lambda = 1,35$  erzielt werden. Eine zusätzliche Zündeinspritzung in Kombination mit einer Anpassung der Ventilsteuerzeiten führte zu einer deutlichen Verbesserung. Die Abbildung 7.24 stellt den Bestpunkt im homogenen Magerbetrieb mit den Ventilsteuerzeiten  $AS = -40$  °KW n. OT und  $E\ddot{O} = 5$  °KW n. OT sowie eine Variation des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses bei Verwendung einer Zündeinspritzung mit den Ventilsteuerzeiten  $AS = -20$  °KW n. OT und  $E\ddot{O} = 5$  °KW n. OT dar. Die Verbrennungsschwerpunktlage wurde in beiden Fällen auf  $H_{50\%} = 8$  °KW n. OT eingestellt. Wie in Abbildung 7.24 zu sehen ist, führt die Zündeinspritzung bei gleichem Luft-Kraftstoff-Verhältnis zu einer signifikanten Verkürzung des Brennverzugs und einer günstigeren Laufruhe. Wie es bereits bei einer Last von  $p_{mi} = 8$  bar festgestellt werden konnte, bedingt sie darüber hinaus auch bei  $p_{mi} = 6$  bar und bei gleichem Luft-Kraftstoff-Verhältnis einen Anstieg der  $NO_x$ -Emissionen durch einen lokal geringeren Luftüberschuss, der außerdem zu einem geringfügigen Anstieg der Partikelanzahl führt. Im Gegensatz zur höheren Last ergibt sich bei niedrigerer Last außerdem die Möglichkeit das Luft-Kraftstoff-Verhältnis mit einer Zündeinspritzung deutlich zu erhöhen, wobei die Zyklenschwankung bis zu einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von  $\lambda = 1,70$  unterhalb des Ausgangswerts im homogenen Magerbetrieb bleibt. Durch diese Erhöhung des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses ergibt sich ein Verbrauchsvorteil von  $\Delta_{bi} = 8$  g/ kWh und die  $NO_x$ -Emissionen können auf ein Niveau von  $NO_{xi} = 1,2$  g/ kWh verringert werden. Folglich können die bei einer höheren Motorlast unter den genannten Randbedingungen identifizierten Nachteile einer zusätzlichen Zündeinspritzung bei niedrigerer Last durch die Verschiebung der Magerlaufgrenze überkompensiert werden, weshalb im Bereich niedriger Lasten eine Zündeinspritzung Verwendung finden sollte.

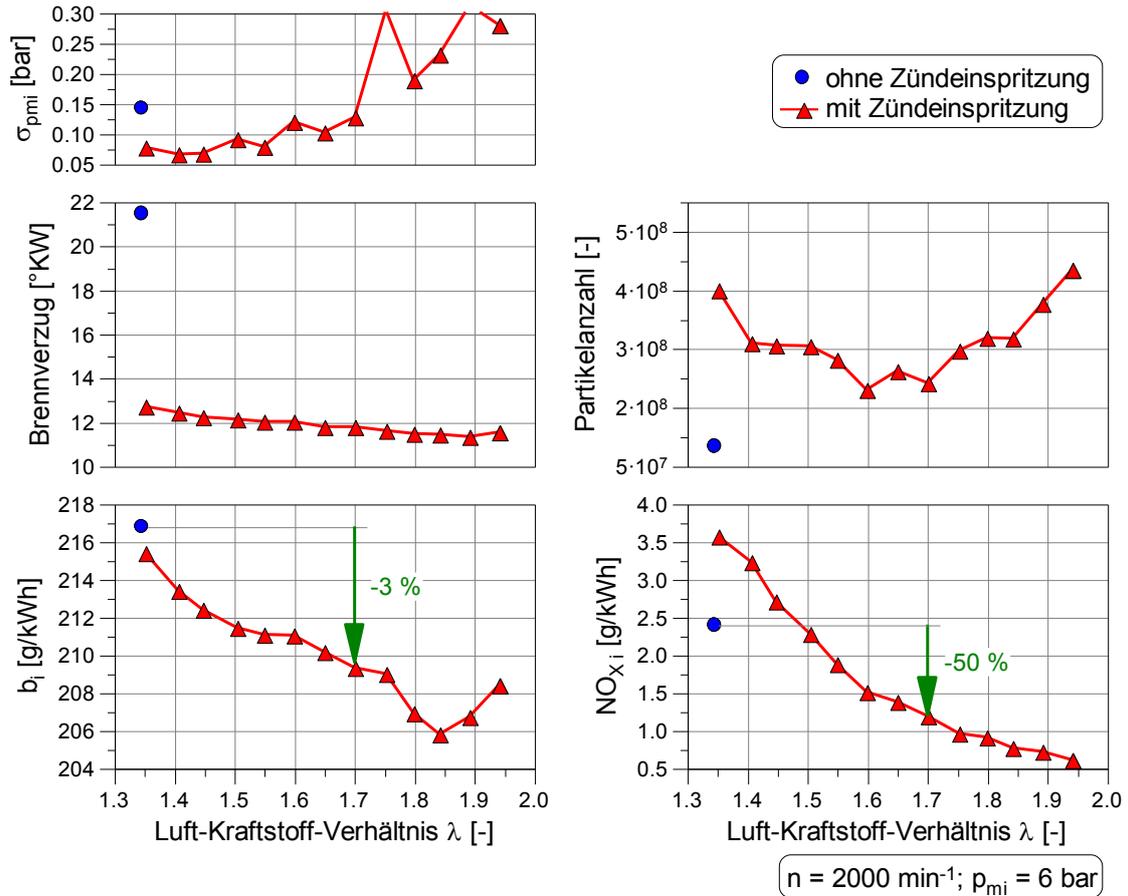


Abbildung 7.24 Einfluss einer Zündeinspritzung bei  $p_{mi} = 6 \text{ bar}$

Eine weitere Möglichkeit zur Stabilisierung der Verbrennung stellt eine Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage in Richtung einer früheren Verbrennung dar. Wie bereits in Kapitel 7.4 gezeigt wurde, erweist sich im homogenen Betrieb bzgl. der Zyklenschwankung eine Verbrennungsschwerpunktlage von etwa  $H_{50\%} = 5^{\circ}\text{KW}$  n. OT als sehr günstig. Eine spätere oder frühere Verbrennungsschwerpunktlage wirkt sich sowohl auf die Laufruhe als auch auf den Kraftstoffverbrauch negativ aus. Um die Übertragbarkeit des Einflusses der Verbrennungsschwerpunktlage im homogenen Betrieb auf den Betrieb mit einer Zündeinspritzung bewerten zu können, wurde eine Variation der Verbrennungsschwerpunktlage im Betriebspunkt  $n = 2000$  bei  $p_{mi} = 7 \text{ bar}$  mit einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von  $\lambda = 1,65$  untersucht, deren Ergebnisse in der Abbildung 7.25 dargestellt sind. Anhand der Abbildung 7.25 wird deutlich, dass der Einfluss einer früheren Verbrennungsschwerpunktlage im Magerbetrieb mit Zündeinspritzung auf den Kraftstoffverbrauch und die  $\text{NO}_x$ -Emissionen dem Einfluss im Magerbetrieb ohne Zündeinspritzung entspricht. Bei

Betrachtung der Zyklenschwankung fällt auf, dass diese einen stetig fallenden Verlauf in Richtung früherer Verbrennungsschwerpunktlagen annimmt, was durch den im Vergleich zu den in Kapitel 7.4 beschriebenen Versuchen kleineren untersuchten Bereich zu begründen ist. Folglich kann die Zyklenschwankung auch im HOS-Betrieb durch eine frühere Verbrennungsschwerpunktlage im Bereich von  $H_{50\%} = 5^\circ\text{KW n. OT}$ , wie im homogenen Magerbetrieb, verbessert werden. Darüber hinaus bietet eine weitere Verschiebung in Richtung einer früheren Verbrennung weiteres Potenzial, die jedoch mit einer Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs und der  $\text{NO}_x$ -Emissionen einhergeht.

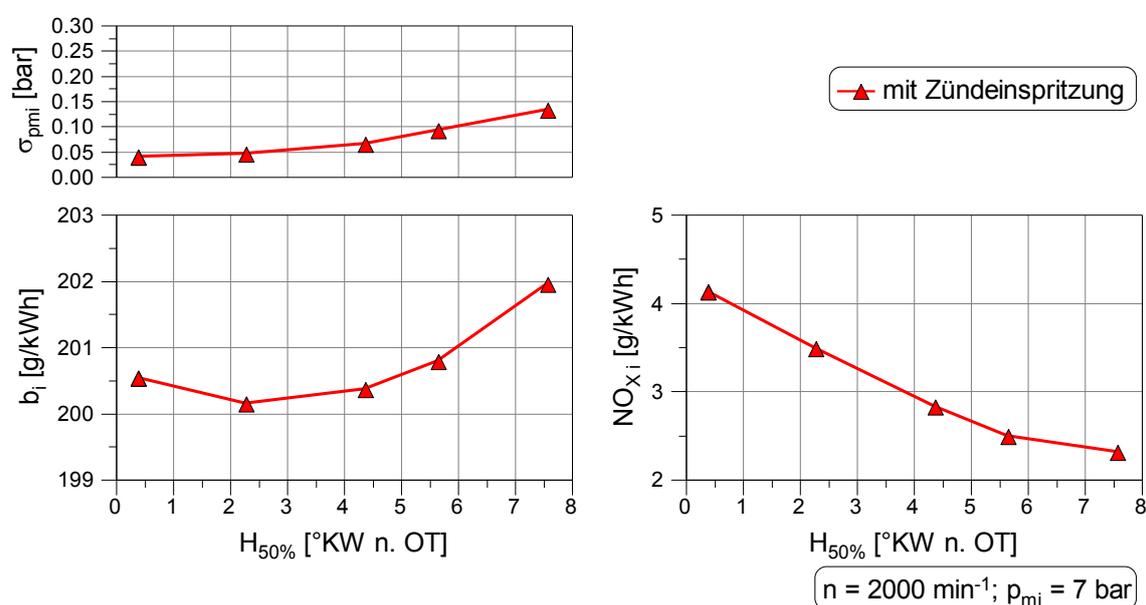
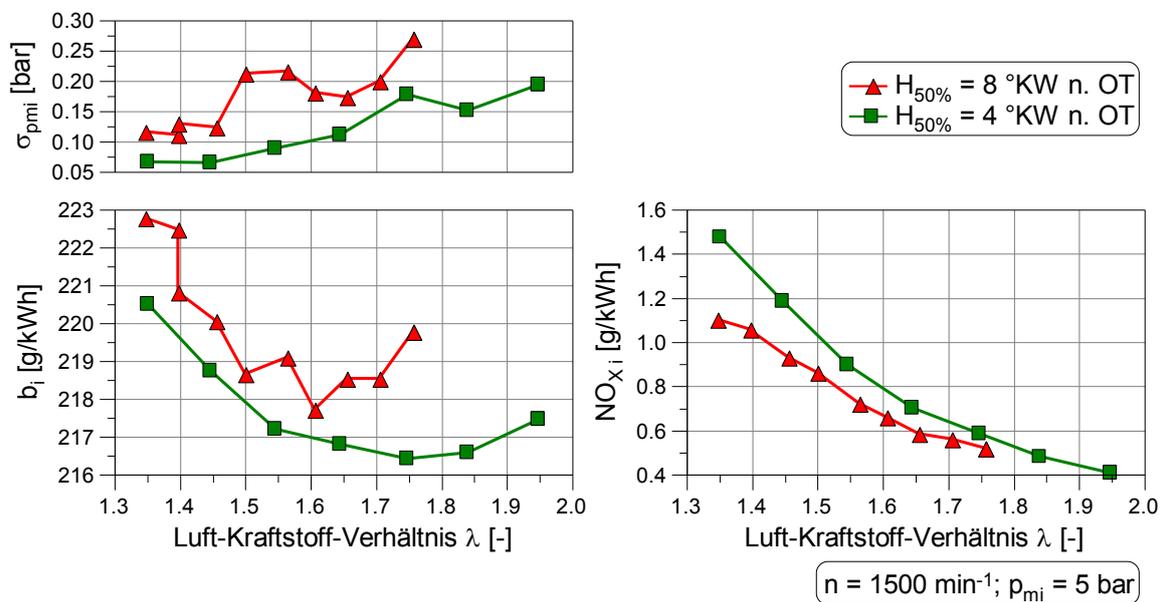


Abbildung 7.25: Einfluss der Verbrennungsschwerpunktlage im HOS-Betrieb

Um das Potenzial einer Zünderinspritzung in Verbindung mit einer früheren Verbrennungsschwerpunktlage im Bereich mittlerer Teillast bewerten zu können, wurde die Verdünnbarkeit im HOS-Betrieb bei verschiedenen Verbrennungsschwerpunktlagen untersucht. Die Abbildung 7.26 zeigt die Versuchsergebnisse zweier Variationen des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses, die im Betriebspunkt  $n = 1500$  bei  $p_{mi} = 5 \text{ bar}$  mit zwei unterschiedlichen Verbrennungsschwerpunktlagen von  $H_{50\%} = 8^\circ\text{KW n. OT}$  und  $H_{50\%} = 4^\circ\text{KW n. OT}$  gemessen wurden. Die Ventilsteuerzeiten beider Variationen wurden unter Verwendung des Plateaunockens auf der Einlassseite auf  $\text{AS} = -20^\circ\text{KW n. OT}$  und  $\text{EÖ} = 5^\circ\text{KW n. OT}$  eingestellt. Die Versuchsergebnisse in Abbildung 7.26 zeigen, dass sich durch die frühere Verbrennungsschwerpunktlage

unter den o. g. Randbedingungen eine Verbesserung der Zyklenschwankung ergibt. Darüber hinaus lässt sich ein geringfügiger Verbrauchsvorteil erkennen, der auf ein günstigeres effektives Expansionsverhältnis zurückzuführen ist (Kapitel 7.4). Analog zu den dargelegten Versuchsergebnissen bzgl. des Einflusses einer zusätzlichen Zündeinspritzung ermöglicht die Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage in Richtung einer früheren Verbrennung eine Steigerung des Luft-Kraftstoff-Verhältnis, die wiederum zu niedrigeren  $\text{NO}_x$ -Emissionen und einem günstigeren Kraftstoffverbrauch führt. Die prinzipbedingten Nachteile einer früheren Verbrennungsschwerpunktlage hinsichtlich der  $\text{NO}_x$ -Emissionen können auf diese Weise überkompensiert werden.



**Abbildung 7.26:** Einfluss von  $H_{50\%}$  auf die Verdünnbarkeit im HOS-Betrieb

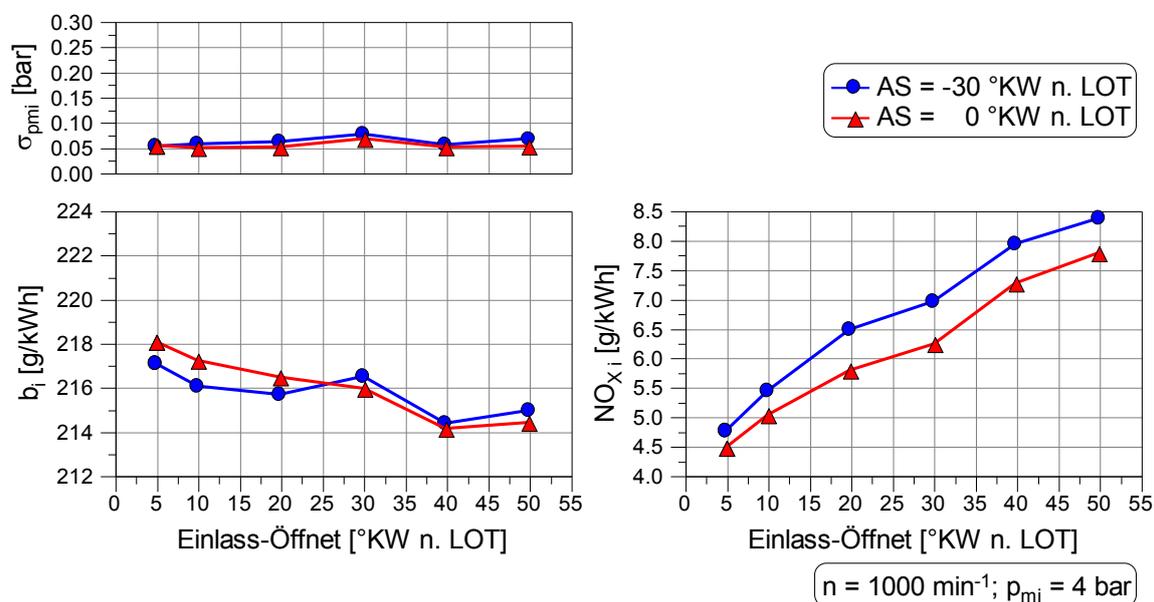
Der dargestellte Sachverhalt konnte durch weitere Versuche, die bei niedriger Teillast durchgeführt wurden, bestätigt werden und macht deutlich, dass eine Absenkung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen im Magerbetrieb auf Werte unterhalb von  $\text{NO}_{xi} = 0,8 \text{ g/kWh}$  möglich ist. Für eine Darstellung der Versuchsergebnisse, die im Magerbetrieb bei mittlerer Teillast unter Verwendung des Plateaunockens auf der Einlassseite erreicht werden konnten, sei auf die Kennfelddarstellung verwiesen, die in Kapitel 7.7 zu finden ist.

## **7.6 Schichtladungsbetrieb in Kombination mit hoher Ladungsbewegung**

Bedingt durch die Tatsache, dass der Betrieb des Ottomotors im Schichtladungsbetrieb aufgrund des günstigen thermischen Wirkungsgrades die Darstellung konkurrenzlos niedriger spezifischer Kraftstoffverbräuche ermöglicht, stellt er die aus thermodynamischer Sicht zu bevorzugende Betriebsart für den Bereich niedriger Motorlasten dar. Um eine Kombination des heterogenen Magerbetriebs bei niedrigen Lasten mit dem homogenen Magerbetrieb bei hoher Teillast in einem Kennfeld zu ermöglichen, muss die Vereinbarkeit eines hohen Ladungsbewegungsniveaus als Voraussetzung für den überstöchiometrischen Betrieb mit homogener Gemischbildung mit der heterogenen Gemischaufbereitung für den Schichtladungsbetrieb gewährleistet sein. Dem wurde beim Entwurf der Einlasskanäle des Vollmotors B aufbauend auf den in Kapitel 6.4 beschriebenen Versuchsergebnissen Rechnung getragen. Für eine abschließende Bewertung der Vereinbarkeit von einer hohen Ladungsbewegung und dem geschichteten Magerbetrieb ist die Durchführung von Motorenversuchen jedoch unumgänglich. Daher wurde für den Vollmotor B ein Versuchsprogramm erstellt, das anhand der Vermessung einer Vielzahl von Betriebspunkten und einer gleichzeitigen Variation verschiedener Parameter die Bewertung des Schichtladungsbetriebs ermöglicht. Neben dem Betrieb des Motors ohne Aussetzer und mit einer geringen Zyklenschwankung muss die Darstellung niedriger  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen möglich sein, um die entsprechenden Anforderungen der AGN zu erfüllen.

Die Randbedingungen der Motorenversuche im Schichtladungsbetrieb orientieren sich an denen des in Serienproduktion befindlichen Magermotors, der nicht über modifizierte Einlasskanäle und damit über ein geringes Ladungsbewegungsniveau verfügt. Dazu gehören insbesondere das Einspritztiming, die Zündung und der Saugrohrdruck. Die Verbrennungsschwerpunktlage wird aus Gründen der Robustheit und des Kraftstoffverbrauchs auf  $H_{50\%} = 0^\circ \text{KW n. OT}$  eingestellt. Zur Erreichung niedriger  $\text{NO}_x$ -Emissionen wird der Restgasgehalt durch interne AGR mittels der Verwendung des Plateaunockens auf der Einlassseite gesteigert und bei einem Saugrohrdruck von  $p_{\text{SR-rel}} = -50 \text{ mbar}$  durch eine Anpassung der Ventilsteuerzeiten variiert.

Die Abbildung 7.27 zeigt Variationen der Ventilsteuerzeit Einlass-Öffnet im Betriebspunkt  $n = 1000$  bei  $p_{mi} = 4$  bar. Die Versuchsergebnisse in Abbildung 7.27 zeigen, dass sich im untersuchten Betriebspunkt sehr günstige Ergebnisse hinsichtlich der Laufruhe und des Kraftstoffverbrauchs darstellen lassen. Auch die  $\text{NO}_x$ -Emissionen lassen sich durch eine Steigerung des Restgasgehalts auf ein günstiges Niveau verringern. So entsprechen  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen in der Größenordnung von  $\text{NO}_{xi} = 5$  g/kWh im o. g. Betriebspunkt einem niedrigen und für die AGN besonders relevanten  $\text{NO}_x$ -Massenstrom von  $M_{\text{NO}_x} = 35$  g/h. Der direkte Vergleich der verschiedenen Ventilsteuerzeiten Auslass-Schließt führt zu der Erkenntnis, dass auch im Schichtladungsbetrieb eine Vergrößerung der Ventilüberschneidungsfläche zu einer Steigerung des Restgasgehalts führt. Die darstellbare Differenz ist jedoch angesichts des geringen Druckgefälles bei qualitätsgeregeltem Betrieb sehr gering, weshalb sich die  $\text{NO}_x$ -Emissionen schlussendlich auch nur geringfügig verbessern lassen. Da die Zyklenschwankung auch bei maximaler Ventilüberschneidungsfläche nicht den definierten Grenzwert von  $\sigma_{pmi} = 0,15$  bar erreicht, könnten sich die  $\text{NO}_x$ -Emissionen durch eine weitere Steigerung des Restgasgehalts noch weiter absenken lassen.

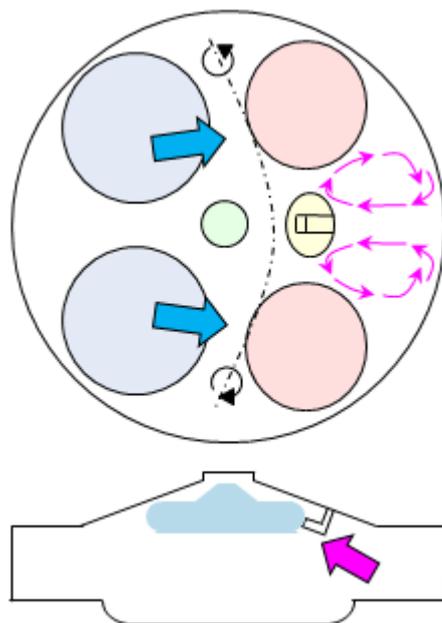


**Abbildung 7.27:** Schichtladungsbetrieb bei  $n = 1000$  min<sup>-1</sup> und  $p_{mi} = 4$  bar

Es wurden in weiteren Betriebspunkten des niedrigen Lastbereichs Variationen der Ventilsteuerzeit Einlass-Öffnet im Schichtladungsbetrieb durchgeführt, die den dargestellten Sachverhalt bestätigen. Dies führt zu der Schlussfolgerung, dass der

Vollmotor B für den heterogenen Betrieb geeignet ist und ein hohes Ladungsbewegungsniveau eines Motors nicht grundsätzlich im Widerspruch zum Schichtladungsbetrieb steht. Den entscheidenden Einfluss hat diesbezüglich demnach vielmehr die Struktur der Strömung.

Ein denkbarer Ansatz zum Verständnis der Vereinbarkeit eines hohen Ladungsbewegungsniveaus und dem Schichtladungsbetrieb ist die Entstehung eines sog. Omega-Tumbles, wie er z. B. von Zimmermann et al. [96] beschrieben wurde. Im Unterschied zu der in Kapitel 3.2.4 beschriebenen Tumbleströmung zeichnet sich dieser durch eine Krümmung der Rotationsachse entlang der Motorlängsachse aus, die an den griechischen Buchstaben  $\Omega$  erinnert. Untersuchungen mittels der 3D-CFD-Simulation haben gezeigt, dass sich in diesem Fall auf der Auslassseite im Bereich der Brennraumwand Drallströmungen ausbilden können, die dazu führen, dass sich zu dem Zeitpunkt, zu dem sich der Kolben im Bereich des OT befindet, eine Strömung im Bereich der Zündkerze ergibt, die dem eindringenden Kraftstoff entgegenwirkt und damit einen negativen Einfluss auf die Gemischbildung hat [95]. Die Abbildung 7.28 stellt diesen Sachverhalt grafisch dar.



**Abbildung 7.28:** *Strömung im Bereich der Zündkerze bei hoher Ladungsbewegung*

Zwar lassen sich die in Abbildung 7.28 illustrierten Strömungen mit Hilfe der 3D-CFD-Simulation abbilden, jedoch gilt dies nicht für Instabilitäten, Fluktuationen der Strömung und Störungen, die sich ebenfalls negativ auf die Strömungsverhältnisse

im Brennraum auswirken können. Daher sind zum Verständnis des heterogenen Magerbetriebs bei hoher Ladungsbewegung weitere Untersuchungen, z. B. mit optischen Zugängen o. ä. von Nöten, die im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht durchgeführt werden konnten.

Im Rahmen der Kennfeldvermessung des Vollmotors B im Schichtladungsbetrieb konnte im Betriebspunkt  $n = 2000$  bei  $p_{mi} = 3$  bar eine erhöhte Zyklenschwankung gemessen werden, die in der Form in keinem anderen Betriebspunkt nachweisbar war. Aus diesem Grund wurden im o. g. Betriebspunkt Untersuchungen zur Verbesserung der Laufruhe durchgeführt, die das Potenzial einer verfrühten Verbrennungsschwerpunktlage zur Verbesserung der Laufruhe im Schichtladungsbetrieb aufzeigen sollen. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen beinhaltet die Abbildung 7.29. Wie in Abbildung 7.29 zu erkennen ist, nimmt die Zyklenschwankung bei einer Verbrennungsschwerpunktlage von  $H_{50\%} = 0$  °KW n. OT überwiegend Werte oberhalb des Grenzwerts von  $\sigma_{p_{mi}} = 0,15$  bar an. Eine Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage in Richtung früh bewirkt auch im Schichtladungsbetrieb eine deutliche Verbesserung der Laufruhe. Die erhöhte Zyklenschwankung bei einer Verbrennungsschwerpunktlage von  $H_{50\%} = -4$  °KW n. OT mit der Ventilsteuerzeit  $E\ddot{O} = 30$  °KW n. LOT ist auf einen einzelnen Aussetzer des Zylinders drei zurückzuführen, der als Ausreißer zu bewerten ist. Mit einer früheren Verbrennungsschwerpunktlage geht, wie bereits mehrfach erläutert, ein Anstieg der  $NO_x$ -Emissionen einher, der auch im o. g. Betriebspunkt deutlich nachweisbar ist.

Bzgl. des Kraftstoffverbrauchs lassen sich geringfügige Nachteile für eine Verbrennungsschwerpunktlage von  $H_{50\%} = 0$  °KW n. OT erkennen, die auf ein geringfügig niedrigeres Luft-Kraftstoff-Verhältnis zurückzuführen sind. Darüber hinaus ist bei der Ventilsteuerzeit  $E\ddot{O} = 30$  °KW n. LOT ein geringfügiger Anstieg des Kraftstoffverbrauchs nachweisbar, der angesichts der längeren Brenndauer durch eine ungünstige Gemischbildung zu begründen ist. Zur genaueren Untersuchung dieses Phänomens könnten ebenfalls Untersuchungen mit optischen Zugängen einen deutlichen Mehrwert liefern.

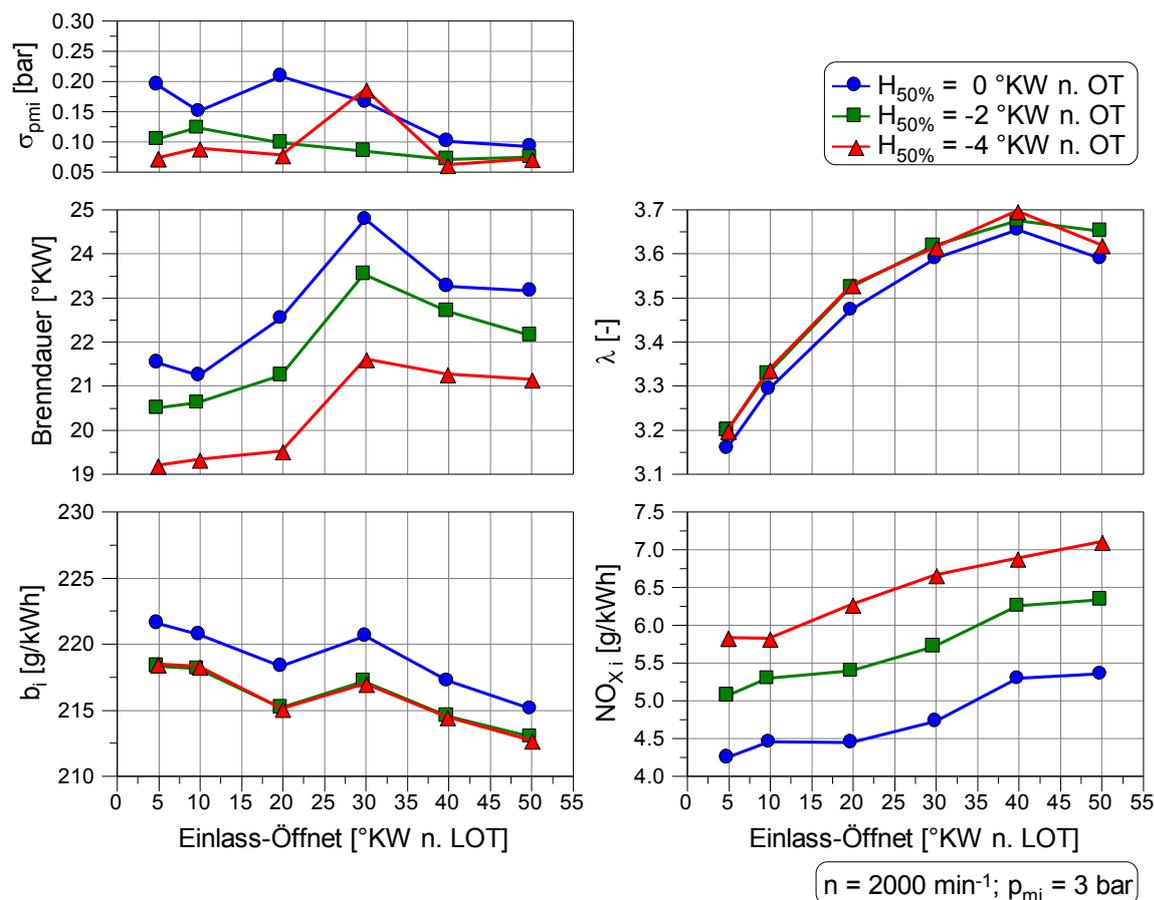
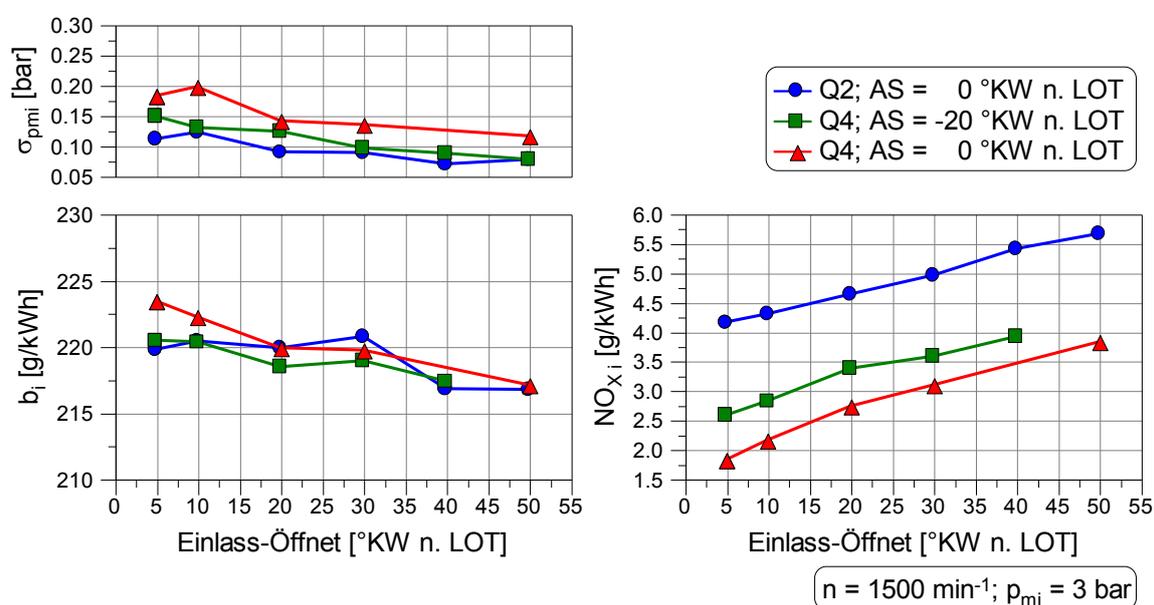


Abbildung 7.29: Schichtladungsbetrieb bei  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  und  $p_{mi} = 3 \text{ bar}$

Zusammenfassend sollte insbesondere zur Darstellung niedriger  $NO_x$ -Rohemissionen eine Verbrennungsschwerpunktlage von  $H_{50\%} = 0$  °KW n. OT angestrebt werden. Im Falle einer nicht tolerierbaren Laufunruhe kann eine Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage in Richtung früh, wie im o. g. Betriebspunkt  $n = 2000$  bei  $p_{mi} = 3 \text{ bar}$  gezeigt wurde, zur Verbesserung der Laufunruhe erfolgen. Eine weitere Maßnahme zur Reduzierung der Zyklenschwankung, z. B. bei hoher Drehzahl, stellt ein Anstellen der Drosselklappe dar, wodurch der Luftmassenstrom begrenzt und der Impuls der Frischladung reduziert wird. Mit der in Folge dessen verbesserten Laufunruhe geht jedoch prinzipbedingt eine Zunahme des Kraftstoffverbrauchs aufgrund höherer Ladungswechselverluste einher.

Im Rahmen der Untersuchungen im Schichtladungsbetrieb konnte festgestellt werden, dass aus Gründen sehr günstiger Laufunruhe eine weitere Steigerung des Restgasgehalts möglich ist, die eine weitere Senkung der  $NO_x$ -Emissionen in Aussicht stellt. Um dieses Potenzial mittels einer Steigerung des Restgasgehalts bewerten

zu können, ergeben sich zwei Möglichkeiten: die Verwendung eines anderen Plateauockens auf der Einlassseite, der über eine größere Öffnungsbreite verfügt, oder die zusätzliche Verwendung eines Plateauockens auf der Auslassseite (Abbildung 6.3). Da die Nutzung eines anderen Plateauockens auf der Einlassseite mit einem Umbau des Versuchsmotors einhergeht, wurden die Untersuchungen unter Anwendung der Strategie Q4 durchgeführt, da der Vollmotor B bereits mit einem Plateauocken auf der Auslassseite mit einem Plateauhöhe von  $h_{pi} = 1,8 \text{ mm}$  und einer Plateaubreite von  $b_{pi} = 40 \text{ °KW}$  aufgebaut wurde. Die Abbildung 7.30 zeigt einen Vergleich der beiden Strategien Q2 und Q4 im Betriebspunkt  $n = 1500$  bei  $p_{mi} = 3 \text{ bar}$  unter identischen Randbedingungen.



**Abbildung 7.30:** Potenzial einer weiteren Restgassteigerung im Schichtladungsbetrieb

Wie in Abbildung 7.30 klar zu erkennen ist, lassen sich die  $\text{NO}_x$ -Emissionen in Folge eines gesteigerten Restgasgehalts deutlich absenken. Dabei führt die Verwendung des Plateauockens auf der Auslassseite mit unveränderten Ventilsteuerzeiten zwar zu einer deutlichen Verbesserung, jedoch geht dies mit einem Anstieg der Laufunruhe auf ein in manchen Punkten nicht tolerierbares Niveau einher. Eine Verringerung der Ventilüberschneidungsfläche durch ein Verstellen der Ventilsteuerzeit Auslass-Schließt auf  $\text{AS} = -20 \text{ °KW n. LOT}$  führt zu einer Reduzierung des Restgasgehalts, was wiederum die Laufunruhe verbessert, jedoch zeitgleich zu einer Verschlechterung bzgl. der  $\text{NO}_x$ -Emissionen führt.

Schlussendlich bleibt festzuhalten, dass eine Steigerung des Restgasgehalts im Schichtladungsbetrieb über die durch die Anwendung des Plateaunockens auf der Einlassseite darstellbaren Restgasgehalte hinaus zu einer weiteren Verbesserung der Emissionen führt. Die zusätzliche Verwendung eines Plateaus auf der Auslassseite, wie in Abbildung 7.30 dargestellt, bedingt eine Ventilhubumschaltung auf der Auslassseite. Alternativ könnte die Auslegung eines neuen Plateaus auf der Einlassseite erfolgen, dessen Eignung jedoch für das gesamte Kennfeld unter Berücksichtigung der Betriebsstrategie nachgewiesen werden muss.

Für eine Darstellung der Versuchsergebnisse, die im Schichtladungsbetrieb bei niedriger Teillast unter Verwendung des Plateaunockens auf der Einlassseite erreicht werden konnten, sei auf die Kennfelddarstellung verwiesen, die im folgenden Kapitel 7.7 zu finden ist.

### **7.7 CO<sub>2</sub>-Potenzial des neuen Magerbrennverfahrens**

Basierend auf den im Rahmen der vorliegenden Arbeit dargelegten Erkenntnissen erfolgte die Vermessung eines Motorkennfelds, um die Potenziale des neuen Magerbrennverfahrens zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und der NO<sub>x</sub>-Emissionen von hubraumkleinen aufgeladenen Motoren mit Direkteinspritzung zu quantifizieren. Mit dem primären Ziel einer hohen Verdünnung durch Luft und Restgas wurde der Vollmotor B dazu lastabhängig mit unterschiedlichen Betriebsarten betrieben. Die Abbildung 7.31 veranschaulicht die Betriebsarten sowie den verwendeten Einlassventilhub zur Steigerung des Restgasgehalts im Kennfeld. Durch die in Abbildung 7.31 dargestellten Einstellungen lassen sich im Magerbetrieb sehr gute Ergebnisse hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs und der NO<sub>x</sub>-Emissionen erzielen, wobei die Laufunruhe allzeit unterhalb des definierten Grenzwertes liegt. Eine Darstellung der Zyklenschwankung sowie der last- bzw. betriebsartabhängigen Einstellung der Verbrennungsschwerpunktlage ist im Anhang A.6 zu finden.

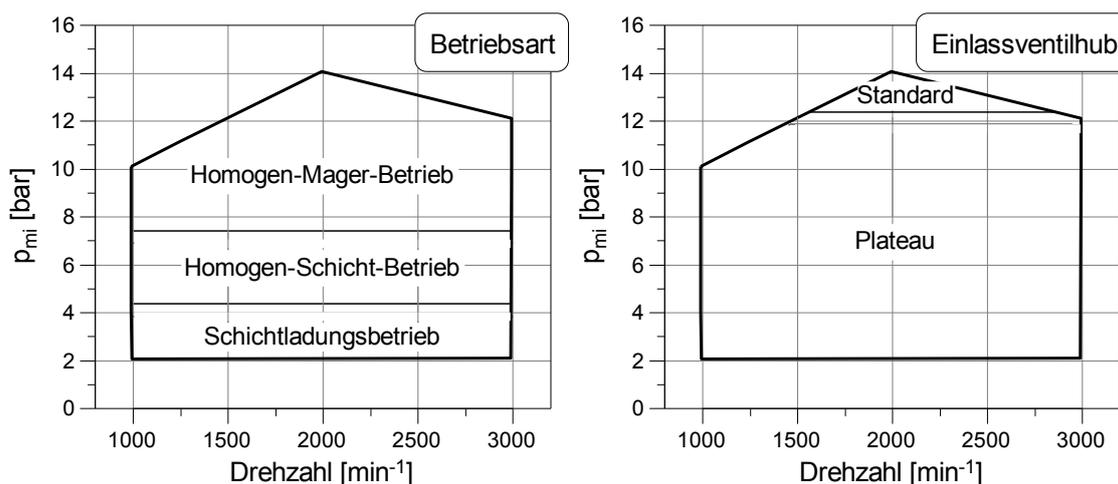


Abbildung 7.31: Strategie des neuen Magerbrennverfahrens im Kennfeld

Die Abbildung 7.32 beinhaltet eine Auswahl wichtiger Messgrößen, die mit dem neuen Magerbrennverfahren erzielt werden konnten. Sie zeigt, dass abhängig von der Betriebsart im Kennfeld unterschiedliche Luft-Kraftstoff-Verhältnisse eingestellt werden. Während das Luft-Kraftstoff-Verhältnis im homogenen Magerbetrieb bei höherer Last im Bereich von  $\lambda = 1,50$  bis  $\lambda = 1,60$  liegt, wird die Luftmenge im Magerbetrieb mit Zündeinspritzung betriebspunktabhängig bis zu einem maximalen Luft-Kraftstoff-Verhältnis von  $\lambda = 1,85$  gesteigert. Im qualitätsgeregelten Schichtladungsbetrieb ergeben sich deutlich höhere Luft-Kraftstoff-Verhältnisse. Durch die zusätzliche Verdünnung mit Restgas durch interne AGR lassen sich so im gesamten Kennfeld sehr niedrige spezifische Kraftstoffverbräuche einhergehend mit sehr niedrigen  $\text{NO}_x$ -Emissionen darstellen. Während bei aktuellen, sich in Serienfertigung befindenden Ottomotoren mit Magerbrennverfahren, die über ein niedriges Ladungsbewegungsniveau und externe AGR verfügen, nur in sehr kleinen Kennfeldbereichen  $\text{NO}_x$ -Emissionen von  $\text{NO}_{xi} = 3,0 \text{ g/kWh}$  erreicht werden (Anhang A.7), lassen sich mit dem neuen Magerbrennverfahren in weiten Kennfeldbereichen deutlich niedrigere  $\text{NO}_x$ -Emissionen darstellen. Im Schichtladungsbetrieb ergeben sich primär bedingt durch die Inhomogenität des Luft-Kraftstoff-Gemischs die höchsten spezifischen  $\text{NO}_x$ -Emissionen im Kennfeld. Aufgrund der niedrigen Last im entsprechenden Kennfeldbereich entsprechen diese einem sehr niedrigen  $\text{NO}_x$ -Massenstrom, der für die AGN eine wesentliche Bedeutung hat und ebenfalls in Abbildung 7.32 dargestellt ist. Anhand dieser Darstellung wird deutlich, dass der Aufwand der AGN für das dargestellte neue Magerbrennverfahren als relativ gering zu bewerten ist. Im

Anhang A.7 ist eine vergleichende Darstellung von Messgrößen des neuen Magerbrennverfahrens und denen eines aktuellen Magerbrennverfahrens mit niedrigem Ladungsbewegungsniveau und externer AGR abgebildet, die das Potenzial des neuen Magerbrennverfahrens zur Senkung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen verdeutlicht.

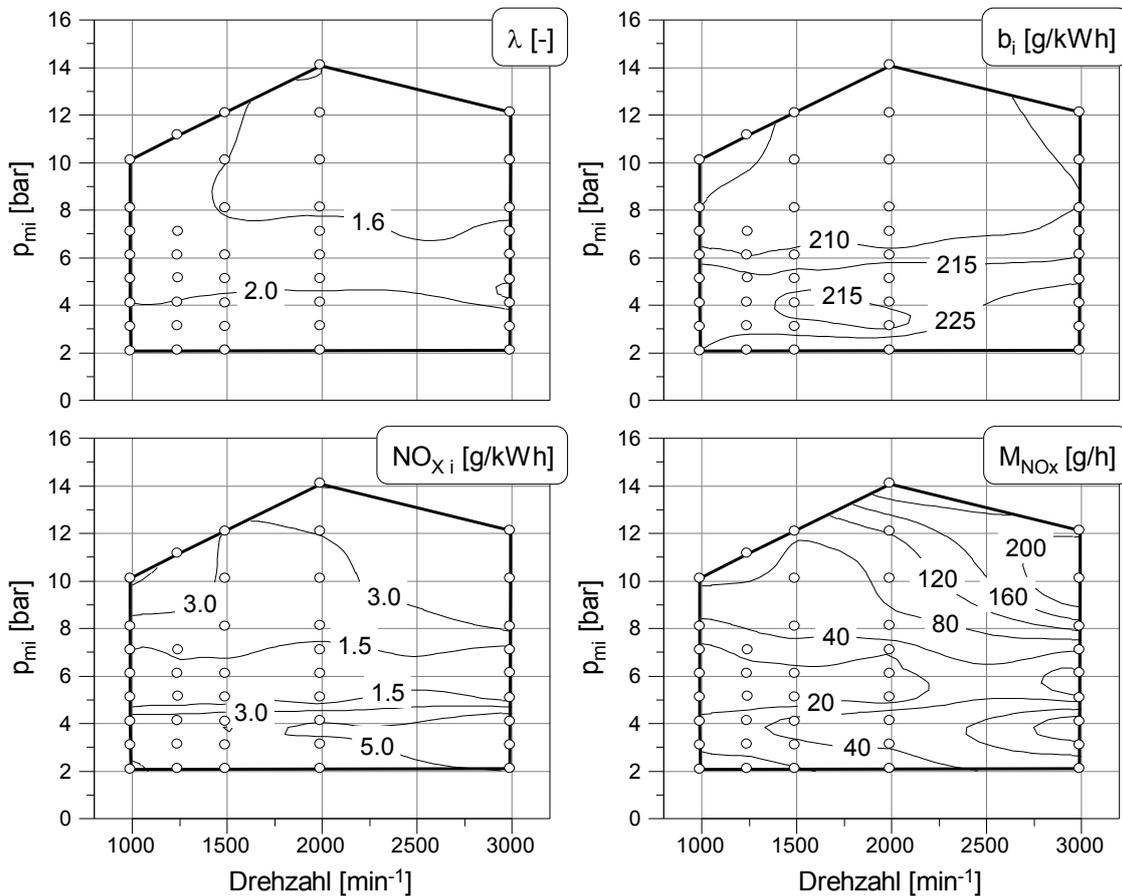
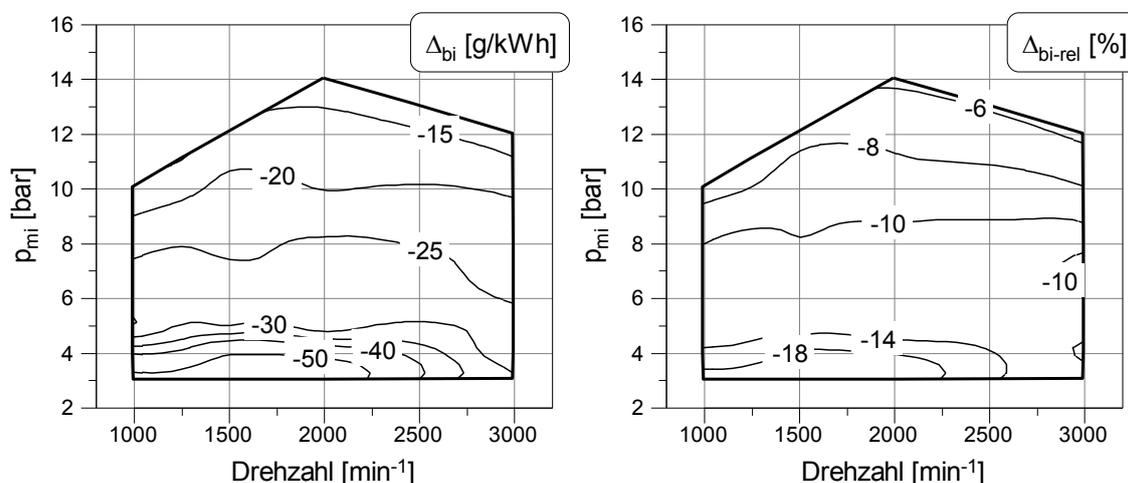


Abbildung 7.32: Versuchsergebnisse des neuen Magerbrennverfahrens im Kennfeld

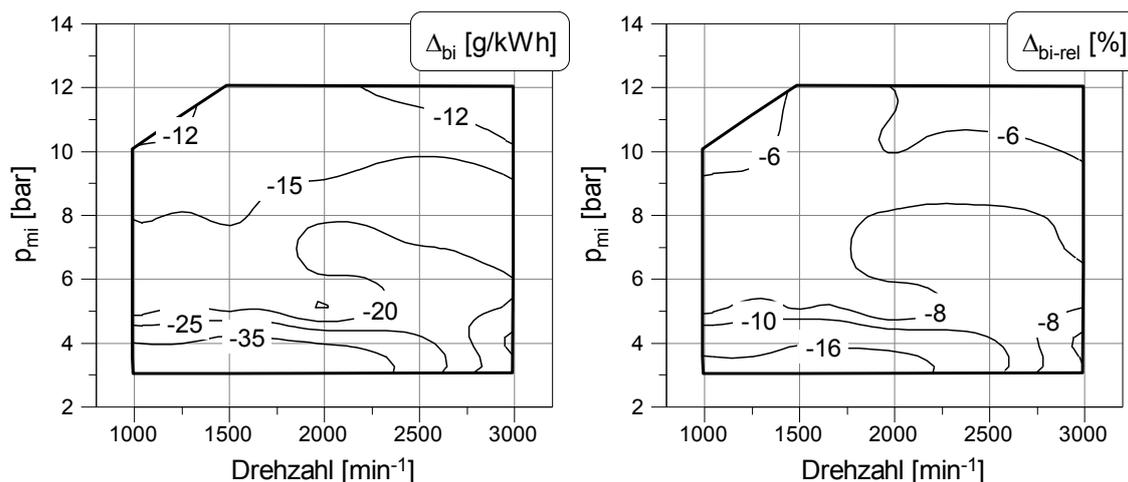
Um das Potenzial des neuen Magerbrennverfahrens zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs zu quantifizieren, wurde unter Verwendung des Vollmotors B ein Motor-kennfeld im stöchiometrischen Betrieb mit hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs optimierten Ventilsteuerzeiten vermessen. Der sich ergebende Verbrauchsvorteil des neuen Magerbrennverfahrens in Relation zum stöchiometrischen Betrieb mit Standardventilerhebung ist in der Abbildung 7.33 im Kennfeld dargestellt. Wie in Abbildung 7.33 zu erkennen ist, sind in weiten Teilen des Teillastbereichs Verbrauchsvorteile von mehr als  $\Delta_{bi-rel} = 10\%$  darstellbar. Im Bereich sehr niedriger Lasten, wo der überstöchiometrisch betriebene Ottomotor im Schichtladungsbetrieb betrieben wird, ergeben sich Verbrauchsvorteile von bis zu  $\Delta_{bi-rel} = 18\%$ . Auch im Bereich höherer

Teillast, der angesichts zukünftiger Zertifizierungszyklen, längerer Getriebeübersetzungen und dem Trend des weiteren Downsizings immer relevanter wird, ergeben sich deutliche Verbrauchsvorteile von mehr als  $\Delta_{bi-rel} = 6\%$ .



**Abbildung 7.33:** *CO<sub>2</sub>-Potenzial des neuen Magerbrennverfahrens, Basis: stöchiometrischer Betrieb mit Standardnockenform und optimierten Ventilsteuerzeiten.*

Ausgehend von der Annahme, dass auch stöchiometrisch betriebene Ottomotoren in Zukunft über eine Ventilhubumschaltung zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs verfügen, wurde der Verbrauchsvorteil des neuen Magerbrennverfahrens zum stöchiometrischen Betrieb unter Verwendung eines Plateaunockens ermittelt, der in Folge des gesteigerten Restgasgehalts zu einer Entdrosselung des Motors führt. In beiden gegenübergestellten Betriebsarten fand der gleiche Plateaunocken mit einer Plateaubreite von  $b_{p1} = 40^\circ$  KW Verwendung. Die Abbildung 7.34 zeigt die sich ergebenden Verbrauchsunterschiede im Kennfeld. Aus der Darstellung in Abbildung 7.34 geht hervor, dass sich der Verbrauchsvorteil des neuen Magerbrennverfahrens zum stöchiometrischen Betrieb ohne Ventilhubumschaltung (vgl. Abbildung 7.33) durch den Einsatz einer Ventilhubumschaltung mit Einlassplateaunocken im stöchiometrischen Betrieb betriebspunktabhängig um etwa zwei bis vier Prozent verringert. Im Anhang A.8 ist die betriebspunktabhängige Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs durch den Einsatz einer Ventilhubumschaltung mit Plateaunocken auf der Einlassseite im stöchiometrischen Betrieb anhand eines Kennfelds dargestellt. Dennoch sind, wie in Abbildung 7.34 dargestellt, signifikante Verbrauchsvorteile durch den überstöchiometrischen Betrieb im gesamten Kennfeldbereich nachweisbar.



**Abbildung 7.34:**  $\text{CO}_2$ -Potenzial des neuen Magerbrennverfahrens, Basis: stöchiometrischer Betrieb mit Plateaunockenform und optimierten Ventilsteuerzeiten.

Der nachgewiesene Verbrauchsvorteil durch die Verwendung des Plateaunockens im stöchiometrischen Betrieb bietet weiteres Potenzial für den überstöchiometrisch betriebenen Ottomotor. Dieser wird unter bestimmten Randbedingungen, z. B. im Falle einer für die AGN zu hohen oder zu niedrigen Abgastemperatur, zur Einhaltung der geltenden Emissionsvorschriften im stöchiometrischen Betrieb betrieben, was in Relation zum überstöchiometrischen Betrieb zu einem erhöhten Kraftstoffverbrauch führt. Unter diesen Randbedingungen wäre ein Betrieb des Motors mit dem Plateaunocken denkbar, sodass selbst bei einem aus Gründen der AGN erfolgenden Betriebsartenwechsel in den stöchiometrischen Betrieb ein geringer Verbrauchsvorteil gegenüber dem stöchiometrischen Betrieb mit Standardventilerhebung bleibt. Des Weiteren müsste folglich keine Umschaltung des Ventilhubes erfolgen, die aus Gründen einer momentenneutralen Umschaltung immer mit einem geringen Verbrauchsnachteil einhergeht. Das sich dadurch ergebende Potenzial des variablen Ventiltriebs am überstöchiometrisch betriebenen Ottomotor sollte im Rahmen zukünftiger Untersuchungen bewertet werden.



## **8 Zusammenfassende Bewertung, Diskussion und Ausblick**

Das Ziel der vorliegenden Arbeit war es, die Grenzpotenziale von ottomotorischen Magerbrennverfahren hubraumkleiner Motoren mit BDE und Turboaufladung aufzuzeigen. Damit sollte ein Beitrag zur Entwicklung neuer Brennverfahren zur weiteren Effizienzsteigerung von hubraumkleinen Ottomotoren geleistet werden. Im Fokus der Untersuchungen standen neben der Reduzierung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes die Einhaltung der Schadstoffgesetzgebung sowie die Berücksichtigung von Kosten, Komfort und Fahrbarkeit. Durch experimentelle Untersuchungen an Einzylinder- und Vollmotoren konnten die Grenzpotenziale von ottomotorischen Magerbrennverfahren unter Berücksichtigung der o. g. Kriterien aufgezeigt werden. Schwerpunkt der Untersuchungen war der Magerbetrieb des Motors in Kombination mit Ladungsbewegungsmaßnahmen und der Nutzung von Variabilitäten im Ventiltrieb. So konnte die Strategie eines neuen Magerbrennverfahrens erarbeitet werden, mit dem sich der CO<sub>2</sub>-Ausstoß von zukünftigen Pkw mit ottomotorischem Antrieb deutlich reduzieren lässt.

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit dargestellten Versuchsergebnisse wurden durch Motorenversuche generiert, die an verschiedenen Aggregaten unterschiedlicher Bauart und auf unterschiedlichen Prüfständen gemessen wurden. Die Messqualität dieser Versuchsergebnisse ist aufgrund von regelmäßig durchgeführten Referenzmessungen mit einer sehr guten Reproduzierbarkeit, motor- und prüfstandsübergreifenden Vergleichsmessungen und insbesondere aufgrund der Übertragbarkeit auf andere Aufbauzustände als gut zu bewerten.

Die Umsetzbarkeit des beschriebenen neuen Magerbrennverfahrens in einem Serienprodukt hängt in hohem Maße von der darstellbaren Intensität der Ladungsbewegung ab, die ein wesentliches Merkmal des Brennverfahrens darstellt. Diesbezüglich sind insbesondere die Volllasttauglichkeit des Motors oder auch der Kraftstoffeintrag ins Motorenöl durch erhöhte Wandbenetzung als potenziell kritisch zu bewerten. Als vorteilhaft könnte sich diesbezüglich eine Variabilität im Einlasskanal zur Beeinflus-

sung der Ladungsbewegung erweisen, die bereits heute in verschiedenen Ausführungsformen in Serienprodukten Verwendung findet. Exemplarisch sei bezüglich eines solchen Systems auf Wurms et al. [97] verwiesen. Durch den Einsatz eines variablen Systems zur Einflussnahme auf die Ladungsbewegung könnte sich darüber hinaus das Maximum der Ladungsbewegung weiter steigern lassen und dadurch u. U. die Erschließung weiterer Potenziale ermöglicht werden. Außerdem könnte die Verwendung eines optimierten Aufladekonzepts zu geringeren Ladungswechsellustern im Bereich der Volllast führen, sodass Nachteile, die durch eine Verjüngung des Querschnitts der Einlasskanäle bedingt sind, zumindest teilweise kompensiert werden können.

Eine Bewertung der dargestellten Versuchsergebnisse zum Einfluss einer Zünd einspritzung im Magerbetrieb hinsichtlich ihrer Allgemeingültigkeit steht bedingt durch die Tatsache, dass diese an einem einzelnen Aufbauzustand gemessen wurden, aus. So könnten z. B. gezielte Modifikationen des Einspritztimings oder der kleinsten eingespritzten Kraftstoffmenge zu einer weiteren Konkretisierung bereits gewonnener Erkenntnisse führen oder deren Allgemeingültigkeit und Übertragbarkeit auf Motoren anderer Bauart geringfügig einschränken.

Weiterer Untersuchungsbedarf besteht bezüglich der Vereinbarkeit einer hohen Ladungsbewegung und dem Schichtladungsbetrieb. Anhand der dargestellten Ergebnisse konnte aufgezeigt werden, dass ein hohes Ladungsbewegungsniveau nicht im Widerspruch zum Betrieb des Ottomotors im Schichtladungsbetrieb steht. Zukünftige Untersuchungen, die idealerweise durch die Nutzung optischer Messverfahren ergänzt werden, müssen einen Beitrag dazu leisten ein Verständnis für die dominierenden Wirkmechanismen der Strömung auf die Gemischbildung im Schichtladungsbetrieb zu entwickeln. Die neuen Erkenntnisse sollten zur Auslegung einer bzgl. des Schichtladungsbetriebs günstigen Ladungsbewegung mit einer hohen Intensität genutzt werden, um die im Rahmen der vorliegenden Arbeit aufgezeigten Potenziale erschließen zu können.

Weitere Verbesserungen des neuen Magerbrennverfahrens einhergehend mit einer weiteren Absenkung des Kraftstoffverbrauchs und der Schadstoffemissionen könnten durch weitere Optimierungen des Brennraums oder der Peripherie erreicht

werden. Bezüglich der Brennraumgeometrie sind insbesondere die Kolbenmulde, der Ventilwinkel und das Brennraumdach zu nennen, die die Zylinderinnenströmung zu Gunsten des neuen Magerbrennverfahrens verbessern könnten. Darüber hinaus bieten eine Steigerung des Verdichtungsverhältnisses, der Einsatz eines optimierten Abgasturboladers bzw. eines neuen Aufladekonzepts oder eines innovativen Zündsystems sowie die Ausrüstung des Motors mit bisher nicht genutzten Variabilitäten weitere Verbesserungsmöglichkeiten.



## Literaturverzeichnis

- [1] **Association des Constructeurs Européens d' Automobiles (ACEA)**  
*Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen von Pkws – Auf dem Weg zu einem integrierten Ansatz*  
Association des Constructeurs Européens d' Automobiles, Brüssel (2007)
- [2] **Verband der Automobilindustrie (VDA)**  
*Jahresbericht 2011*  
Verband der Automobilindustrie e. V., Berlin (2011)
- [3] **Institut für Kraftfahrzeuge der RWTH Aachen**  
*CO<sub>2</sub>-Reduzierungspotenziale bei Pkw bis 2020 - Abschlussbericht*  
Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi), Aachen (2012)
- [4] **Flierl, R.; Lauer, F.; Schmitt, S.; Spicher, U.**  
*Grenzpoteziale der CO<sub>2</sub>-Emissionen von Ottomotoren – Teil 2: Entwicklung der Brennverfahren*  
MTZ 73 (Ausgabe 05/ 2012), 404-411, Springer Automotive Media, Wiesbaden (2012)
- [5] **Spicher, U.**  
*Die Energieeffizienz des Fahrzeugantriebs ganzheitlich betrachtet*  
125 Jahre Automobil (Ausgabe 03/ 2011), 146-150, Springer Automotive Media, Wiesbaden (2011)
- [6] **Hanselmann, H.**  
*Elektroautos sind nicht so sauber*  
ATZelektronik (Ausgabe 01/ 2012), 80, Springer Automotive Media, Wiesbaden (2012)
- [7] **Hacker, F.; Harthan, R.; Kasten, P.; Loreck, C.; Zimmer, W.**  
*Marktpoteziale und CO<sub>2</sub>-Bilanz von Elektromobilität*  
Öko-Institut e.V., Berlin (2011)
- [8] **van Basshuysen, R.; Schäfer, F.**  
*Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*  
7. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden (2015)
- [9] **Kettner, M.; Fischer, J.; Nauwerck, A.; Tribulowski, J.; Spicher, U.; Velji, A.**  
*Ein neues Brennverfahren mit Mehrfacheinspritzung für Ottomotoren mit Direkteinspritzung*  
9. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz (2003)
- [10] **DIN 5485**  
*Benennungsgrundsätze für physikalische Größen; Wortzusammensetzungen mit Eigenschafts- und Grundwörtern*  
Beuth, Berlin (1968)

- [11] **van Basshuysen, R., Hrsg.**  
*Ottomotor mit Direkteinspritzung*  
1. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, GWV Fachverlage GmbH,  
Wiesbaden (2007)
- [12] **Stiebels, P.; Schweizer, M.-J.; Ebus, F.; Pott, E.**  
*Die FSI-Technologie von Volkswagen – nicht nur ein Verbrauchskonzept*  
Direkteinspritzung im Ottomotor IV, 157-174, expert-Verlag, Renningen (2003)
- [13] **Vogt, R.; Henning, H.; Kunzemann, R.**  
*Ein Magerkonzept von Audi*  
Magerbetrieb beim Ottomotor, 203-217, VDI-Verlag, Düsseldorf (1985)
- [14] **Emmenthal, K.-D.; Grabe, H.-J.; Oppermann, W.; Schäferöns, H.**  
*Motor mit Benzin-Direkteinspritzung und Verdampfungskühlung für das VW-  
Forschungsauto IRVV-Futura*  
MTZ 50 (Ausgabe 09/ 1989), 426-430, Springer Automotive Media, Wiesbaden  
(1989)
- [15] **Schäpertöns, H.; Emmenthal, K.-D.; Grabe, H.-J.; Oppermann, W.**  
*VW's Gasoline Direct Injection (GDI) Research Engine*  
SAE Technical Paper 910054, (1991)
- [16] **Inoue, T.; Matsushita, S.; Nakanishi, K.; Okano, H.**  
*Toyota Lean Combustion System – The Third Generation System*  
SAE Technical Paper 930873, (1993)
- [17] **Iwamoto, Y.; Danno, Y.; Hirako, O.; Fukui, T.; Murakami, N.**  
*The 1.5-Liter Vertical Vortex Engine*  
SAE Technical Paper 920670, (1992)
- [18] **FEV Motorentchnik GmbH**  
*M1 Honda Civic 1.5-R4 4V Zusammenfassungsbericht*  
FEV Motorentchnik GmbH, Aachen (1993)
- [19] **Weisweiler, W.; Lörch, H.**  
*Katalysierte  $NO_x$ -Entfernung aus Abgasen von Otto-DI-Motoren mittels  $NO_x$ -  
Speicher-Reduktions-Katalysatoren*  
Direkteinspritzung im Ottomotor, 207-233, expert-Verlag, Renningen (1998)
- [20] **Dahle, U.; Brandt, S.; Velji, A.**  
*Abgasnachbehandlungskonzepte für mager betriebene Ottomotoren*  
Direkteinspritzung im Ottomotor, 234-254, expert-Verlag, Renningen (1998)
- [21] **Diringer, J.**  
*Katalysatorkonzepte für Benzin-Direkt-Einspritzer-Motoren: Neue technische  
Herausforderungen*  
Direkteinspritzung im Ottomotor, 255-275, expert-Verlag, Renningen (1998)

- [22] **Göbel, U.; Höhne, J.; Lox, E.; Müller, W.; Okumura, A.; Ruwisch, L. M.**  
*Durability Aspects of NO<sub>x</sub> Storage Catalysts for Direct Injection Gasoline Vehicles*  
Direkteinspritzung im Ottomotor II, 427-456, expert-Verlag, Renningen (2000)
- [23] **Brogan, M.; Swallow, D.; Rickwood, E.; Brisley, R.; Twigg, M.; Walker, A.; Rajaram, R.; Millington, P.**  
*Advances in Exhaust Gas After-treatment for Direct Injection Gasoline Vehicles*  
Direkteinspritzung im Ottomotor II, 457-478, expert-Verlag, Renningen (2000)
- [24] **Schneider, M.; Weisweiler, W.**  
*NO<sub>x</sub>-Speicher-Reduktions-Katalysatoren zur katalysierten Reinigung von Abgasen mager betriebener Verbrennungsmotoren*  
Direkteinspritzung im Ottomotor II, 479-504, expert-Verlag, Renningen (2000)
- [25] **Hertzberg, A.**  
*Betriebsstrategien für einen Ottomotor mit Direkteinspritzung und NO<sub>x</sub>-Speicher-Katalysator*  
Dissertation, Universität Karlsruhe, (2001)
- [26] **Lake, T. H.; Bending, R. G.; Williams, G. P.; Beaumont, A. J.; Warburton, A.; Andersson, J.**  
*Entwicklung eines Regel- und Abgasnachbehandlungs-systems für einen GDI-Motor*  
MTZ 60 (Ausgabe 12/ 1999). 800-807, Springer Automotive Media, Wiesbaden (1999)
- [27] **Miyoshi, N.; Matsumoto, S.; Katoh, K.; Tanaka, T.; Harada, J.; Takahashi, N.; Yokota, K.; Sugiura, M.; Kasahara, K.**  
*Development of New Concept Three-Way Catalyst for Automotive Lean-Burn Engines*  
SAE Technical Paper 950809, (1995)
- [28] **Iwamoto, Y.; Noma, K.; Nakayama, O.; Yamauchi, T.; Ando, H.**  
*Development of Gasoline Direct Injection Engine*  
SAE Technical Paper 970541, (1997)
- [29] **Backhaus, R.**  
*GDI-Sigma-Technik von Mitsubishi*  
MTZ 61 (Ausgabe 7-8/ 2000), 438-439, Springer Automotive Media, Wiesbaden (2000)
- [30] **Harada, J.; Tomita, T.; Mizuno, H.; Mashiki, Z. ; Ito, Y.**  
*Development of Direct Injection Gasoline Engine*  
SAE Technical Paper 970540, (1997)
- [31] **Winterkorn, M.; Bohne, P.; Spiegel, L.; Söhlke, G.**  
*Der Lupo FSI von Volkswagen – So sparsam ist sportlich – Teil 1*  
ATZ 102 (Ausgabe 10/ 2000), 832-841, Springer Automotive Media, Wiesbaden (2000)

- [32] **Winterkorn, M.; Bohne, P.; Spiegel, L.; Söhlke, G.**  
*Der Lupo FSI von Volkswagen – So sparsam ist sportlich – Teil 2*  
ATZ 102 (Ausgabe 11/ 2000), 964-974, Springer Automotive Media, Wiesbaden (2000)
- [33] **Enderle, C.; Mürwald, M.; Tiefenbacher, G.; Karl, G.; Lautenschütz, P**  
*Neue Vierzylinder-Ottomotoren von Mercedes-Benz mit Kompressoraufladung*  
MTZ 63 (Ausgabe 7-8/ 2002), 580-587, Springer Automotive Media, Wiesbaden (2002)
- [34] **Büchling, J.**  
*Der neue 2,0-l-FSI-Motor von Audi*  
MTZ 63 (Ausgabe 10/ 2002), 788-789, Springer Automotive Media, Wiesbaden (2002)
- [35] **Lückert, P.; Waltner, A.; Rau, E.; Vent, G.; Schaupp, U.**  
*Der neue V6-Ottomotor mit Direkteinspritzung von Mercedes-Benz*  
MTZ 67 (Ausgabe 11/ 2006), 830-840, Springer Automotive Media, Wiesbaden (2006)
- [36] **Röbler, K.**  
*Strahlgeführte Brennverfahren beim Ottomotor mit innerer Gemischbildung*  
Dissertation, Universität Rostock, (2006)
- [37] **Karl, G.; Kemmler, R.; Bargende, M.; Abthoff, J.**  
*Analysis of a Direct Injected Gasoline Engine*  
SAE Technical Paper 970624, (1997)
- [38] **Schwarz, C.; Missy, S.; Steyer, H.; Durst, B.; Schünemann, E.; Kern W.; Witt, A.**  
*Die neuen Vier- und Sechszylinder-Ottomotoren von BMW mit Schichtbrennverfahren*  
MTZ 68 (Ausgabe 05/ 2007), 332-341, Springer Automotive Media, Wiesbaden (2007)
- [39] **Waltner, A.; Lückert, P.; Breitbach, H.; Doll, G.; Herwig, H.; Kemmler, R.; Weckenmann, H.**  
*Der neue V6-Ottomotor mit Direkteinspritzung von Mercedes-Benz*  
31. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien (2010)
- [40] **Kneifel, A.; Velji, A.; Spicher, U.; Pape, J.; Sens, M.**  
*Investigations on Supercharging Stratified Part Load in a Spray-Guided DI SI Engine*  
SAE Technical Paper 2008-01-0143, (2008)
- [41] **Vent, G.; Enderle, C.; Merdes, N.; Kreitmann, F.; Weller, R.**  
*The New 2.0l-Turbo Engine from the Mercedes-Benz 4-Cylinder Engine Family*  
21. Aachener Kolloquium „Fahrzeug und Motorentechnik“, Aachen (2012)

- [42] **Daimler AG**  
*Offensive mit High-Tech Motoren zahlt sich aus – CO<sub>2</sub>-Flottenziele bereits im November erreicht*  
Presse-Information 2272319, Stuttgart (2012)
- [43] **Golloch, R.**  
*Downsizing bei Verbrennungsmotoren*  
Springer-Verlag, Berlin/ Heidelberg (2005)
- [44] **Willand, J.**  
*Motortrends zur CO<sub>2</sub>-Reduzierung: Downsizing oder Teillastbrennverfahren?*  
ATZ/ MTZ-Konferenz Motor – Der Antrieb von morgen, 241-269, München (2008)
- [45] **Merker, G.; Schwarz, C.; Stiesch, G.; Otto, F.**  
*Verbrennungsmotoren*  
3. Auflage, Teubner, Wiesbaden (2006)
- [46] **Kume, T.; Iwamoto, Y.; Lida, K.; Muakami, M.; Akishino, K.; Ando, H.**  
*Combustion Control Technologies for Direct Injection SI Engine*  
SAE Technical Paper 960600, (1996)
- [47] **Tomoda, T.; Sasaki, S.; Sawada, D.; Saito, A.; Sami, H.**  
*Development of Direct Injection Gasoline Engine – Study of Stratified Mixture Formation*  
SAE Technical Paper 970539, (1997)
- [48] **Kanda, M.; Baika, T.; Kato, S.; Iwamuro, M.; Koike, M.; Saito, A.**  
*Application of a New Combustion Concept to Direct Injection Gasoline Engine*  
SAE Technical Paper 2000-01-0531, (2000)
- [49] **Nakashima, T.; Saito, K.; Basaki, M.; Furuno, S.**  
*A Study of Stratified Charge Combustion Characteristics in New Concept Direct Injection SI Gasoline Engine*  
SAE Technical Paper 2001-01-0734, (2001)
- [50] **Spicher, U.; Kölmel, A.; Kubach, H.; Töpfer, G.**  
*Combustion in Spark Ignition Engines with Direct Injection*  
SAE Technical Paper 2000-01-0649, (2000)
- [51] **Fürhapter, A.; Piock, W.; Leithgöb, R.**  
*Optimierung von neuen Brennverfahren am direkteinspritzenden Ottomotor*  
Direkteinspritzung im Ottomotor III, 362-374, expert-Verlag, Renningen (2001)
- [52] **Merker, G.; Schwarz, C.; Teichmann, R.**  
*Grundlagen Verbrennungsmotoren*  
5. Auflage, Vieweg+Teubner, Wiesbaden (2011)

- [53] **Fischer, J.; Kettner, M.; Nauwerck, A.; Pfeil, J.; Spicher, U.**  
*Influence of an Adjustable Tumble-System on In-Cylinder Air Motion and Stratification in a Gasoline Direct Injection Engine*  
SAE Technical Paper 2002-01-1645, (2002)
- [54] **Ortmann, R.; Würfel, G.; Grzeszik, R.; Raimann, J.; Samenfink, W.; Schleifer, J.**  
*Vergleich von Zerstäubungskonzepten für Benzin-Direkteinspritzung*  
Direkteinspritzung im Ottomotor III, 130-146, expert-Verlag, Renningen (2001)
- [55] **Fischer, J.; Kettner, M.; Nauwerck, A.; Gindele, J.; Spicher, U.**  
*Auswirkung einlassseitig generierter Ladungsbewegung auf Strömungsverhältnisse und Schichtladefähigkeit im Otto-DE*  
Direkteinspritzung im Ottomotor III, 249-274, expert-Verlag, Renningen (2001)
- [56] **Kemmler, R.; Frommelt, A.; Kaiser, T.; Schaupp, U.; Schommers, J.; Waltner, A.; Krämer, S.**  
*Thermodynamischer Vergleich ottomotorischer Brennverfahren unter dem Fokus minimalen Kraftstoffverbrauchs*  
11. Aachener Kolloquium „Fahrzeug und Motorentechnik“, Aachen (2002)
- [57] **Ranini, A., Monnier, G.**  
*Turbocharging a Gasoline Direct Injection Engine*  
SAE Technical Paper 2000-01-0736, (2001)
- [58] **Pontoppidan, M.; Gaviani, G.; Bella, G.; De Maio, A.; Schilardi, M.**  
*Developments in the Use of Multi-Purpose Numerical Simulation Tools to Optimize Combustion Control Parameters for the 2nd Generation of Lean Burn Stratified GDI Engines*  
SAE Technical Paper 2001-01-0967, (2001)
- [59] **Schaupp, U.; Altenschmidt, F.; Laudenschmidt, N.; Bertsch, D.; Bezner, M.; Kaden, A.**  
*Benzin-Direkteinspritzung der 2. Generation: Neue Wege der Brennverfahrensentwicklung*  
7. Internationales Stuttgarter Symposium „Automobil- und Motorentechnik“, Stuttgart (2007)
- [60] **Waltner, A.; Lückert, P.; Doll, G.; Kemmler, R.**  
*Der neue 3,5-L-V6-Ottomotor mit Direkteinspritzung von Mercedes-Benz*  
MTZ 71 (Ausgabe 05/ 2010), 576-585, Springer Automotive Media, Wiesbaden (2010)
- [61] **Eichlseder, H.; Klütting, M.; Piock, W. F.**  
*Grundlagen und Technologien des Ottomotors – Der Fahrzeugantrieb*  
Springer-Verlag, Wien (2008)

- [62] **Eichmeier, J.; Bach, F.; Sauer, C.; Wagner, U.**  
*Ottomotorische Selbstzündung mit Dieselpiloteinspritzung*  
MTZ 74 (Ausgabe 04/ 2013), 342-348, Springer Automotive Media, Wiesbaden (2013)
- [63] **Sauter, W.; Hensel, S.; Spicher, U.; Schubert, A.; Schießl, R.; Maas, U.**  
*Reduzierung der Motoremissionen durch kontrollierte Selbstzündung im Ottomotor*  
MTZ 69 (Ausgabe 01/ 2008), 60-67, Springer Automotive Media, Wiesbaden (2008)
- [64] **Dieler, T.**  
*Ein neues homogen mageres Brennverfahren durch Kombination von Fremd- und Selbstzündung*  
Dissertation, Technische Universität Dresden, (2012)
- [65] **Hunger, M.**  
*Kombiniertes, homogenes Brennverfahren mit hohen Abgasrückführraten für den Ottomotor*  
Dissertation, Technische Universität Dresden, (2010)
- [66] **Pera, C.; Chevillard, S.; Reveillon, J.**  
*Effects of residual burnt gas heterogeneity on early flame propagation and on cyclic variability in spark-ignited engines*  
Combustion and Flame 160 (Ausgabe 06/ 2013), 1020-1032, Elsevier B. V., Amsterdam (2013)
- [67] **Alger, T.; Chauvet, T.; Dimitrova, Z.**  
*Synergies between High EGR Operation and GDI Systems*  
SAE Technical Paper 2008-01-0134, (2008)
- [68] **Sarikoc, F.**  
*Untersuchungen zur Reduzierung der Stickoxidemissionen bei modernen Brennverfahren für Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung*  
Dissertation, Universität Karlsruhe, (2009)
- [69] **Joos, F.**  
*Technische Verbrennung – Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen*  
Springer-Verlag, Berlin/ Heidelberg (2006)
- [70] **Schilling, M.**  
*Betriebsstrategien zur Emissionsreduzierung beim Ottomotor mit strahlgeführtem Brennverfahren*  
Dissertation, Universität Karlsruhe, (2012)
- [71] **Grebe, U.**  
*Weiterentwicklung des Ottomotors*  
Vorlesungsskriptum, Technische Universität Wien, (2012)

- [72] **Herweg, R.; Karl, G.; Haase, D.; Dieler, T.**  
*Ignition System Requirements for Future Combustion Systems*  
Advanced Ignition Systems for Gasoline Engines, 19-33, expert-Verlag,  
Renningen (2013)
- [73] **Feßler, M.**  
*Untersuchung der Auswirkungen eines alternativen Zündverfahrens auf den  
Verbrennungsprozess bei einem geschichteten Brennverfahren*  
Dissertation, Universität Karlsruhe, (2012)
- [74] **Schenk, M.; Feßler, M.; Rottengruber, H.; Fischer, H.**  
*Vergleich der thermodynamischen Potenziale alternativer Zündsysteme für  
ottomotorische Brennverfahren*  
10. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden  
(2012)
- [75] **Ruan, G.; Kienzle, D.; Roth, D.; Becker, M.**  
*Doppelspulenzündung für Ottomotorkonzepte mit AGR*  
MTZ 74 (Ausgabe 03/ 2013), 212-216, Springer Automotive Media, Wiesbaden  
(2013)
- [76] **Banzhaf, G.; Groß, V.; Schießl, R.**  
*Untersuchung von Zündung und Verbrennung bei einem strahlgeführten DI-  
Ottomotor mit Laserzündung – Abschlussbericht*  
FVV-Heft 946, Frankfurt am Main (2011)
- [77] **Backhaus, R.**  
*Zündende Ideen*  
MTZ 74 (Ausgabe 03/ 2013), 206-210, Springer Automotive Media, Wiesbaden  
(2013)
- [78] **Fröhlich, K.**  
*Hochspannungstechnologie FS09 „Durchschlag in Gasen“*  
Vorlesungsskriptum, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, (2009)
- [79] **Pera, C.; Knop, V.; Chevillard, S.; Reveillon, J.**  
*Effects of Residual Burnt Gas Heterogeneity on Cyclic Variability in Lean-burn SI  
Engines*  
Flow, Turbulence and Combustion 92 (Ausgabe 06/ 2014), 837-863, Springer  
Science+Business Media, Dordrecht (2014)
- [80] **Flierl, R.; Lauer, F.; Schmitt, S.; Spicher, U.**  
*Grenzpoteziale der CO<sub>2</sub>-Emissionen von Ottomotoren – Teil I: Mechanische  
Verfahren*  
MTZ 73 (Ausgabe 04/ 2012), 292-298, Springer Automotive Media, Wiesbaden  
(2012)
- [81] **Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.**  
*Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*  
3. Auflage, Springer-Verlag, Wien (2009)

- [82] **Brinkert, N.; Rott, M.; Friedrich, J.; Weber, S.; Freisinger, N.; Karl, G.**  
*Konsequente Weiterentwicklung von Stoß-/Stauaufladung am 4-Zylinder-Ottomotor*  
19. Aufladetechnische Konferenz, Dresden (2014)
- [83] **Neubauer, D.; Pfützenreuter, L.**  
*EVCP – Ein neues Verständnis für Nockenwellenversteller*  
MTZ 66 (Ausgabe 01/ 2005), 30-35, Springer Automotive Media, Wiesbaden (2005)
- [84] **Wimmer, A.; Glaser, J.**  
*Indizieren am Verbrennungsmotor: Anwenderhandbuch*  
AVL List, Graz (2002)
- [85] **Pischinger, S.**  
*Verbrennungsmotoren – Band 1*  
Vorlesungsskriptum, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, (2000)
- [86] **Schilling, M.; Otto F.; Donath, S.; Günter, K.**  
*Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine*  
Offenlegungsschrift DE 10 2011 114 065 A1, Deutsches Patentamt, (2013)
- [87] **Rau, E.; Kohler, H.; Karl, G.; Fieweger, K.; Betsch, J.; Krutzsch, B.**  
*Zukunftspotenziale durch Variabilitäten am Ottomotor*  
35. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien (2014)
- [88] **Böcking, T.**  
*Brennverfahrensentwicklung für einen hubraumkleinen aufgeladenen Ottomotor mit Direkteinspritzung anhand experimenteller Untersuchungen am Einzylindermotor mit variabler Ventilsteuerung*  
Diplomarbeit, Universität Siegen, (2011)
- [89] **Nicollet, F.**  
*Persönliche Mitteilung: 3D-CFD-Berechnung: Ladungswechsel*  
Daimler AG, Stuttgart-Untertürkheim (2012)
- [90] **Schumann, F.; Sarikoc, F.; Buri, S.; Kubach, H.; Spicher, U.**  
*Potential of spray-guided gasoline direct injection for reduction of fuel consumption and simultaneous compliance with stricter emissions regulations*  
Int. J. of Engine Res. (Ausgabe 14(1)/ 2013), 80-91, IMechE, London (2013)
- [91] **Nogawa, S.; Nakata, K.; Mohammadi, A.**  
*Effect of Ignition System on Combustion*  
Advanced Ignition Systems for Gasoline Engines, 34-45, expert-Verlag, Renningen (2013)
- [92] **Reulein, C.; Schünemann, E.; Schwarz, C.; Wetzels, M.**  
*Thermodynamik des BMW-Dreizylindermotors*  
MTZ 74 (Ausgabe 05/ 2013), 360-365, Springer Automotive Media, Wiesbaden (2012)

- [93] **Donath, S.**  
*Persönliche Mitteilung: 1D-Berechnung: Ladungswechsel*  
Daimler AG, Stuttgart-Untertürkheim (2013)
- [94] **Echtle, H.**  
*Persönliche Mitteilung: 3D-CFD-Berechnung: stationärer Blasversuch*  
Daimler AG, Stuttgart-Untertürkheim (2013)
- [95] **Nicollet, F.**  
*Persönliche Mitteilung: 3D-CFD-Berechnung: Ladungswechsel*  
Daimler AG, Stuttgart-Untertürkheim (2013)
- [96] **Zimmermann, D.; Kerek, Z.; Wirth, M.; Storch, A.; Grzeszik, R.; Gansert, K.; Josefsson, G.**  
*Optimierung strahlgeführter DI-Brennverfahren mit Hilfe von Simulationstechniken und optischer Analyse*  
Strahlgeführte Verbrennungssysteme, 107-121, expert-Verlag, Renningen (2005)
- [97] **Wurms, R.; Budack, R.; Böhme, J.; Dornhöfer, R.; Eiser, A.; Hatz, W.**  
*Der neue 2,0L TFSI mit Audi Valvelift System für den Audi A4 – die nächste Generation der Audi Turbo FSI Technologie*  
17. Aachener Kolloquium „Fahrzeug und Motorentechnik“, Aachen (2008)

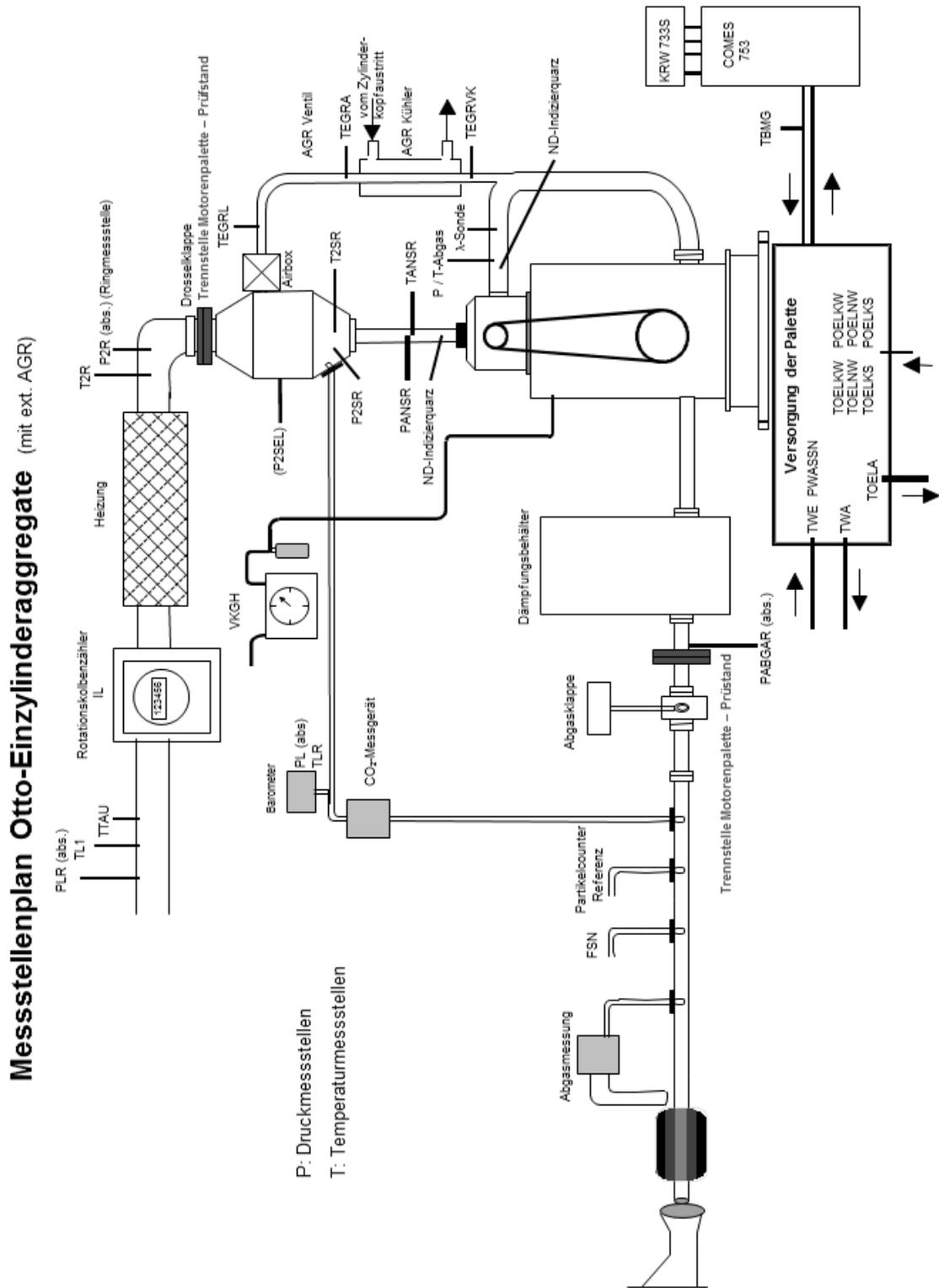




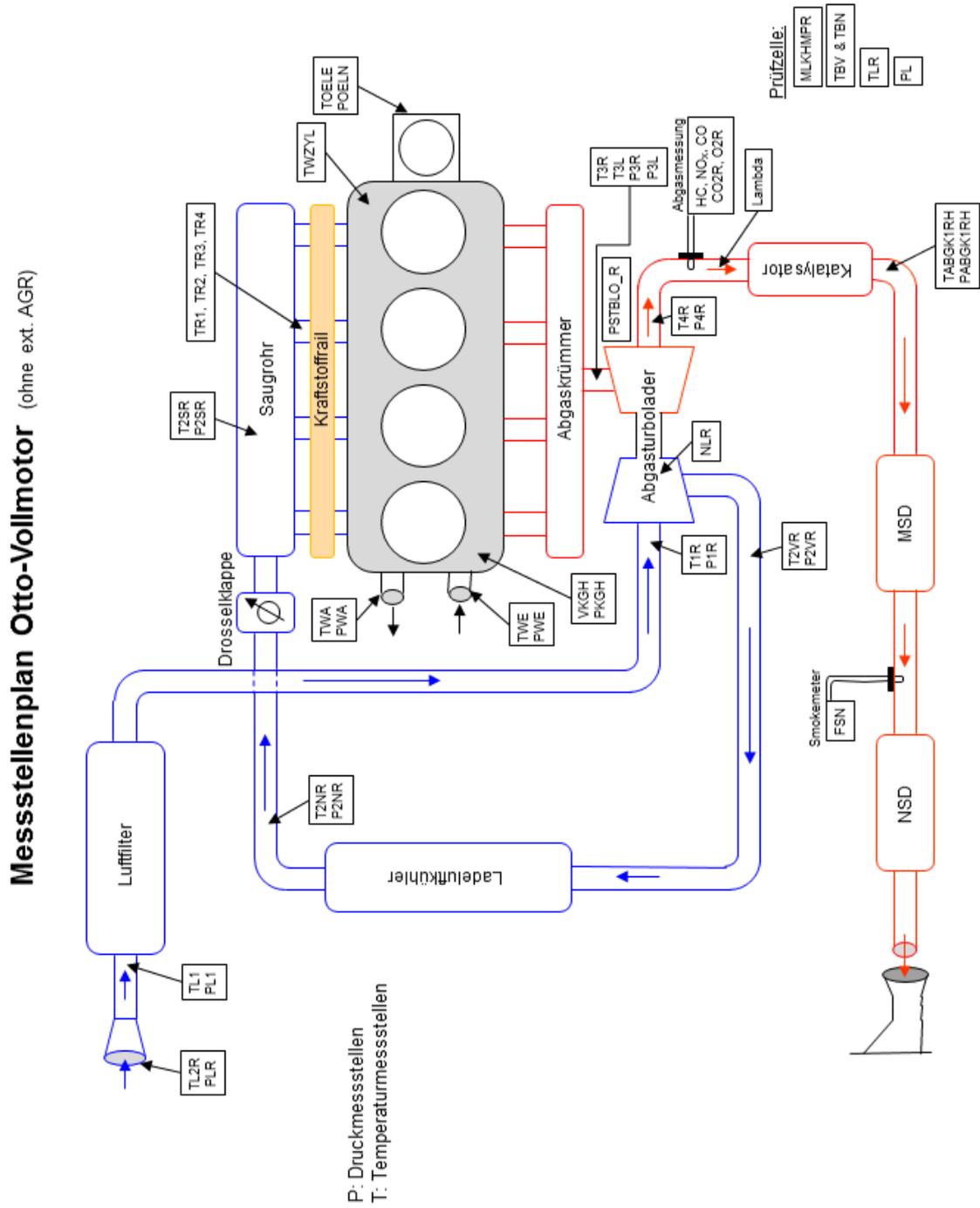
## **A ANHANG**

- A.1 Messstellenplan der Einzylindermotoren
- A.2 Messstellenplan der Vollmotoren
- A.3 Einfluss der Ladungsbewegung auf die Energieumsatzlagen
- A.4 Einfluss der Ladungsbewegung auf die Energieumsatzlagen
- A.5 Volllasttauglichkeit des Vollmotors B
- A.6 Ergänzende Ergebnisse des neuen Magerbrennverfahrens
- A.7 Bewertung des Potenzials des neuen Magerbrennverfahrens
- A.8 CO<sub>2</sub>-Potenzial der internen AGR bei stöchiometrischem Betrieb

## A.1 Messstellenplan der Einzylindermotoren

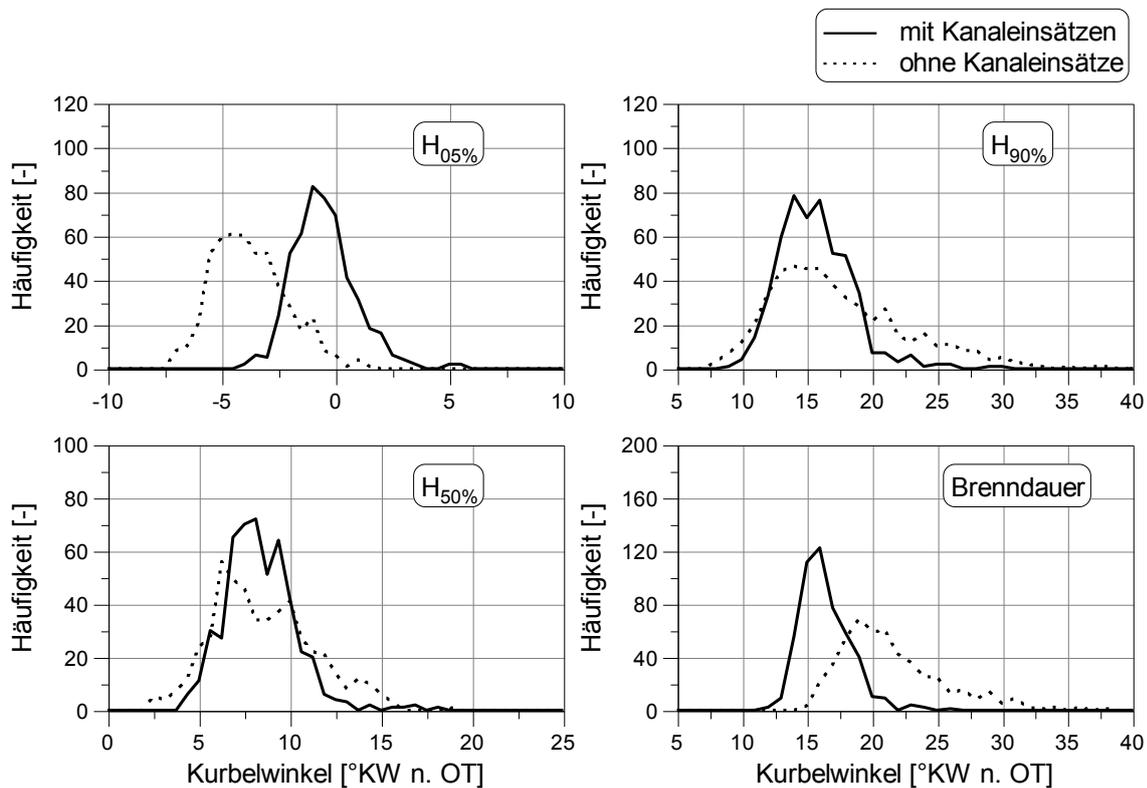


## A.2 Messstellenplan der Vollmotoren



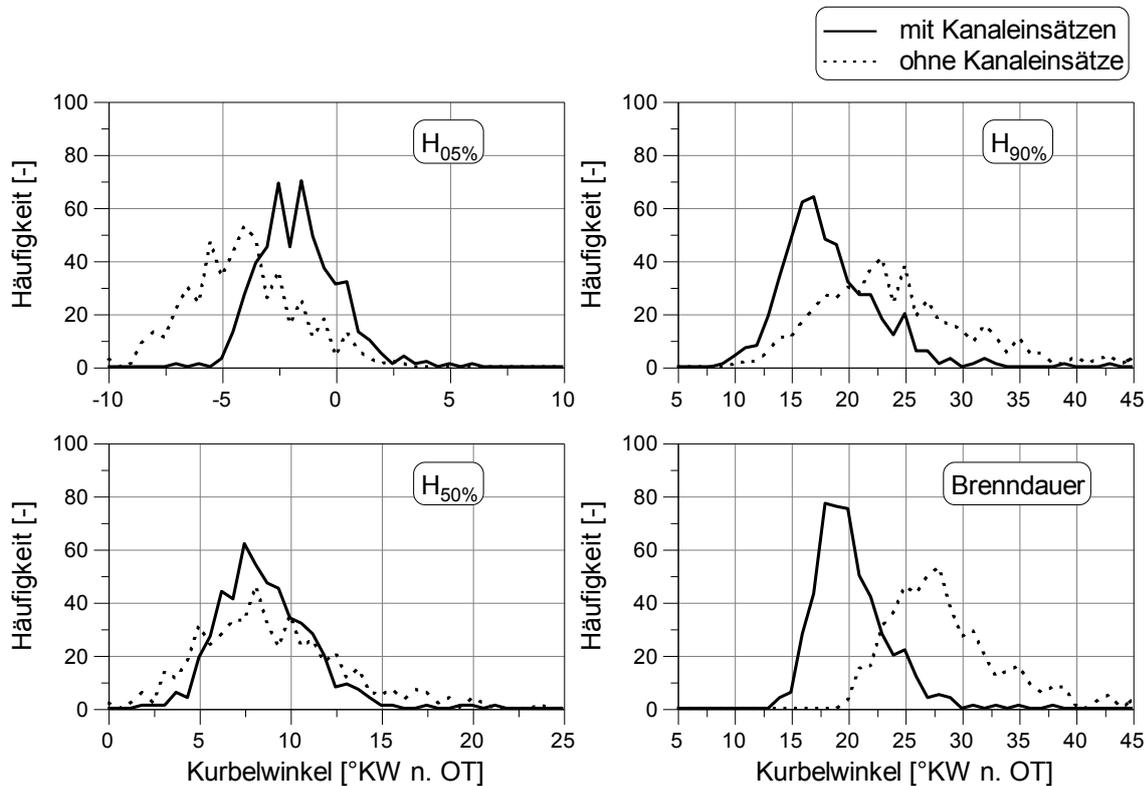
### A.3 Einfluss der Ladungsbewegung auf die Energieumsatzlagen

Die zyklus aufgelöste Betrachtung der Energieumsatzlagen  $H_{05\%}$ ,  $H_{50\%}$  und  $H_{90\%}$  und deren Darstellung als Häufigkeitsverteilungen erlauben eine weitere Analyse des Einflusses der gesteigerten Ladungsbewegung. Die den im Folgenden dargestellten Häufigkeitsverteilungen zu Grunde liegenden Versuchsergebnisse wurden ergänzend zu den in Kapitel 6.3 vorgestellten Ergebnissen im Betriebspunkt  $n = 1400 \text{ min}^{-1}$  und  $p_{mi} = 6 \text{ bar}$  mit den Ventilsteuerzeiten  $AS = 5 \text{ }^\circ\text{KW n. OT}$  und  $E\ddot{O} = 0 \text{ }^\circ\text{KW n. OT}$  bei einer Verbrennungsschwerpunktlage von  $H_{50\%} = 8 \text{ }^\circ\text{KW n. OT}$  und einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von  $\lambda = 1,10$  unter Anwendung der Strategie Q2 gemessen. Die Gesamtanzahl der gemessenen Zyklen betrug dabei 500.



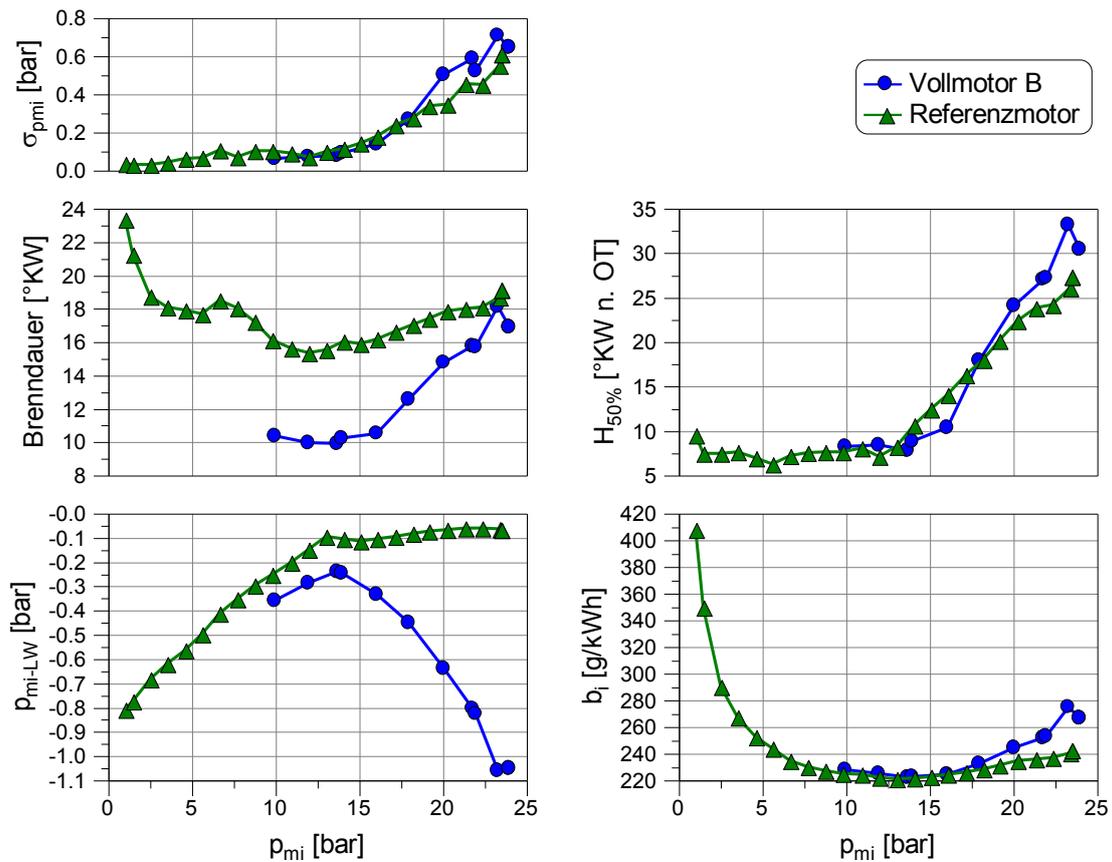
## A.4 Einfluss der Ladungsbewegung auf die Energieumsatzlagen

Die zyklus aufgelöste Betrachtung der Energieumsatzlagen  $H_{05\%}$ ,  $H_{50\%}$  und  $H_{90\%}$  und deren Darstellung als Häufigkeitsverteilungen erlauben eine weitere Analyse des Einflusses der gesteigerten Ladungsbewegung. Die den im Folgenden dargestellten Häufigkeitsverteilungen zu Grunde liegenden Versuchsergebnisse wurden ergänzend zu den in Kapitel 6.3 vorgestellten Ergebnissen im Betriebspunkt  $n = 1400 \text{ min}^{-1}$  und  $p_{mi} = 6 \text{ bar}$  mit den Ventilsteuerzeiten  $AS = 5 \text{ °KW n. OT}$  und  $EÖ = 0 \text{ °KW n. OT}$  bei einer Verbrennungsschwerpunktlage von  $H_{50\%} = 8 \text{ °KW n. OT}$  und einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von  $\lambda = 1,45$  unter Anwendung der Strategie Q2 gemessen. Die Gesamtanzahl der gemessenen Zyklen betrug dabei 500.



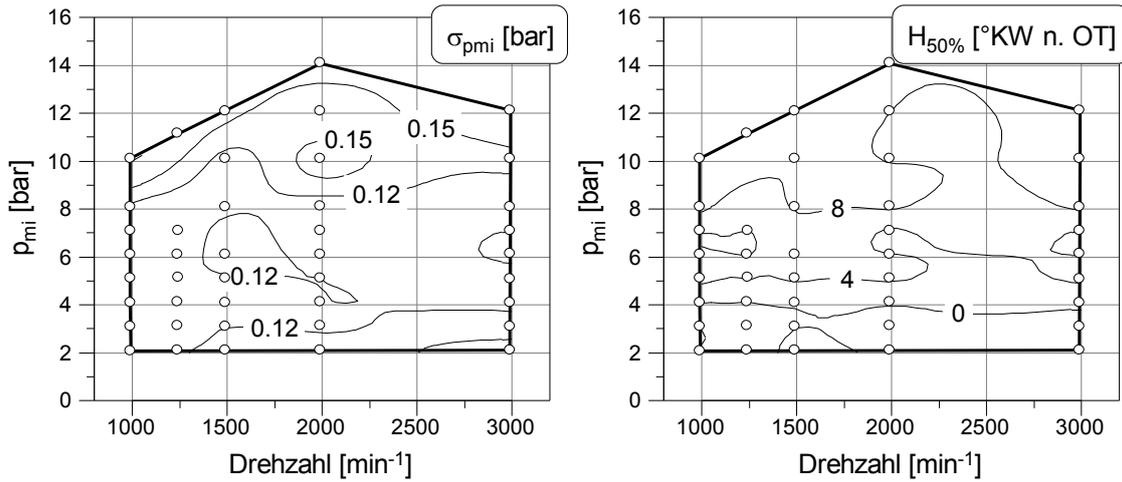
## A.5 Vollasttauglichkeit des Vollmotors B

Im Rahmen des Kapitels 7.3 wurde der Vollmotor B bei Volllast untersucht, um die Auswirkungen der Verwendung modifizierter Einlasskanäle und des ATL mit Flutrennung zu bewerten. Die im Folgenden dargestellten Versuchsergebnisse zeigen den Vergleich des Vollmotors B mit einem ähnlichen Motor, der jedoch nicht über verjüngte Einlasskanäle und nicht über einen ATL mit Flutrennung verfügte.



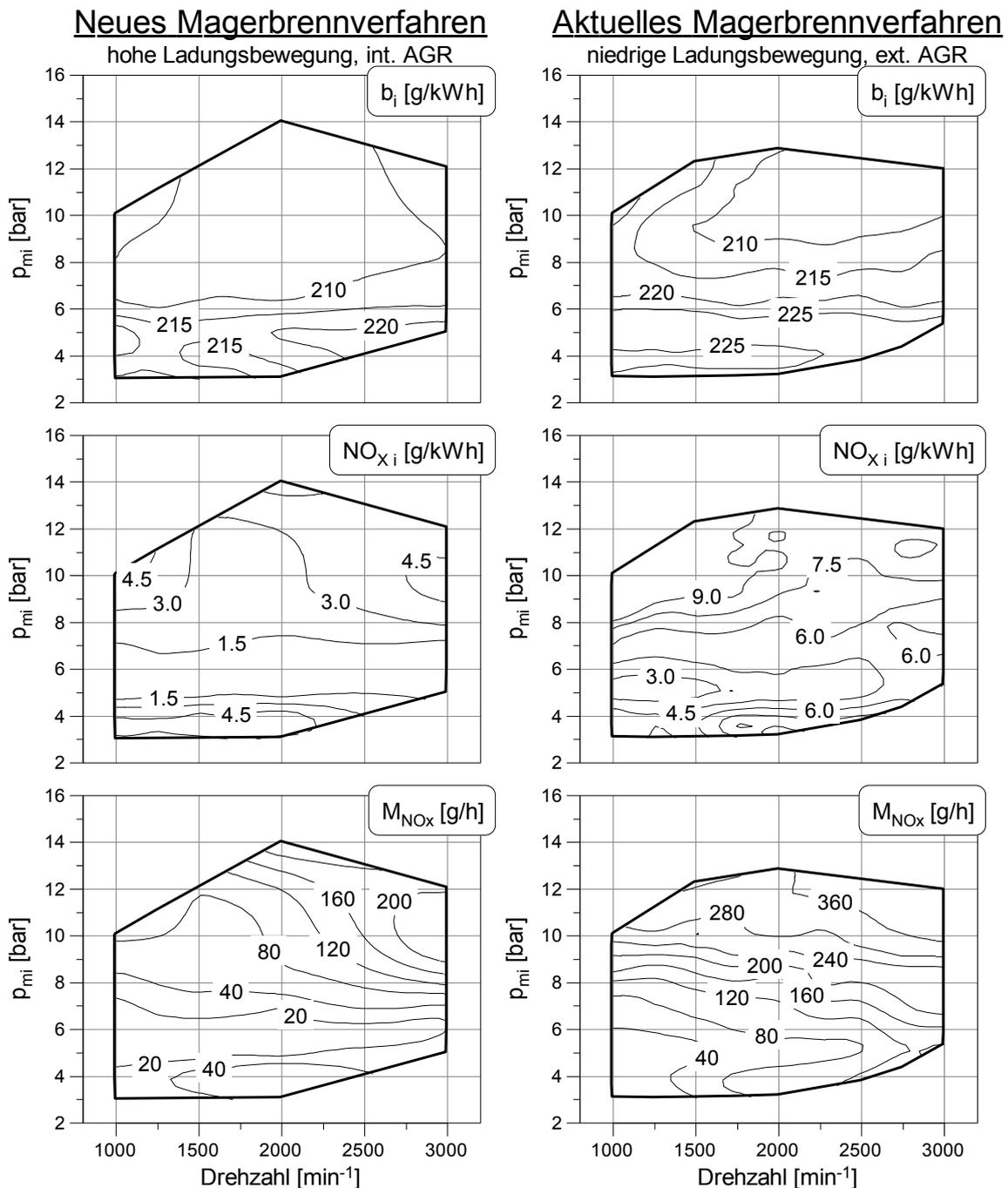
## A.6 Ergänzende Ergebnisse des neuen Magerbrennverfahrens

Die im Folgenden dargestellten Größen ergänzen die im Rahmen des Kapitels 7.7 vorgestellten Versuchsergebnisse des neuen Magerbrennverfahrens im Kennfeld. Neben der Zyklenschwankung  $\sigma_{p_{mi}}$  veranschaulicht die Darstellung der Verbrennungsschwerpunktlage  $H_{50\%}$  die last- bzw. betriebsartabhängigen Einstellungen.



## A.7 Bewertung des Potenzials des neuen Magerbrennverfahrens

In Kapitel 7.7 wurden Versuchsergebnisse dargestellt, die mit dem neuen Magerbrennverfahren erzielt werden können. Um eine Einordnung dieser Ergebnisse und damit eine Bewertung des Potenzials zu ermöglichen, ist im Folgenden ein Vergleich zu einem modernen Ottomotor nahezu identischen Aufbaus dargestellt, der jedoch nicht über eine hohe Ladungsbewegung verfügt und mit einem aktuellen Magerbrennverfahren mit externer AGR betrieben wird.



## A.8 CO<sub>2</sub>-Potenzial der internen AGR bei stöchiometrischem Betrieb

Wie bereits in Kapitel 7.2 gezeigt wurde, ermöglicht der Einsatz eines Plateaunockens auf der Einlassseite zur Steigerung des Restgasgehalts auch im stöchiometrischen Betrieb eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und damit des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes. Während in Kapitel 7.2 das Potenzial eines Plateaunockens mit einer Plateaubreite von  $b_{pi} = 70$  °KW am Vollmotor A bewertet wurde, veranschaulicht die folgende Darstellung das Potenzial eines Plateaunockens mit einer Breite von  $b_{pi} = 40$  °KW am Vollmotor B.

