



Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder

Experimentelle Gemischbildungsuntersuchungen an einem Ottomotor mit vollvariablem Ventiltrieb, Direkteinspritzung und Aufladung.

Dissertation

eingereicht am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der
Technischen Universität Graz

Verfasser
Dipl.-Ing. Peter Helmetsberger

Betreuer
Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder

2010

*„Lernen ist wie Schwimmen gegen den Strom,
wer damit aufhört, der treibt zurück.“*

Benjamin Britten, 1913 –1976

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand in der Ottomotorenentwicklung der BMW AG in München.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichseder für die Übernahme der universitären Betreuung dieser Arbeit und das mir auf diese Weise entgegengebrachte Vertrauen. Er stand jederzeit für richtungsweisende Gespräche zur Verfügung und zeigte stets großes Interesse am Fortgang der Arbeit.

Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Christian Schwarz, dem Leiter der Abteilung Entwicklung Thermodynamik Ottomotoren, danke ich für die Ermöglichung dieser Arbeit und für die Übernahme des Koreferates.

Für die exzellente inhaltliche Betreuung, die stetige Gesprächsbereitschaft und ihr hohes Engagement bin ich den Herren Dr.-Ing. Jürgen Fischer und Dr.-Ing. Erik Schünemann zu besonderem Dank verpflichtet. Der fruchtbare Erfahrungsaustausch in zahlreichen Diskussionen, ihre Ratschläge und Anregungen haben wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Herrn Dr.- Ing. Erik Schünemann danke ich zusätzlich für die Durchsicht dieser Arbeit.

Allen Kolleginnen und Kollegen der Antriebsentwicklung der BMW AG danke ich für die angenehme Zusammenarbeit, Hilfsbereitschaft und Unterstützung.

Mein besonderer und aufrichtiger Dank gilt meinen Eltern, die mich während meiner langen Ausbildung immer unterstützt haben. Durch ihr uneingeschränktes Vertrauen konnte ich diesen Weg so zielstrebig beschreiten.

Doris und meinen Freunden danke ich für ihr Verständnis und die Ablenkung von der Arbeit.

München, September 2009

Peter Helmetsberger

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	ii
Inhaltsverzeichnis	iii
Abkürzungsverzeichnis	vi
Formelzeichen	viii
Abbildungsverzeichnis.....	x
Tabellenverzeichnis.....	xvi
1 Einleitung	1
1.1 Aktuelle Anforderungen an die Antriebsentwicklung.....	1
1.2 Inhalte und Zielsetzung der Arbeit.....	5
2 Stand der Technik bei turboaufgeladenen DI Ottomotoren	6
2.1 Variable Ventiltriebe.....	7
2.1.1 Phasensteller	7
2.1.2 Variabilität des Ventilhubes	10
2.2 Direkteinspritzung	11
2.2.1 Injektorarten.....	11
2.2.2 Injektorlage	13
3 Grundlagen der Gemischbildung beim Ottomotor	15
3.1 Spraycharakteristik.....	15
3.2 Kraftstoffzerstäubung	16
3.3 Kraftstoffverdampfung	19
3.4 Gemischtransport	21
3.4.1 Drall.....	22
3.4.2 Tumble.....	22
4 Brennverfahren für einen Ottomotor mit vollvariablem Ventiltrieb, Direkteinspritzung und Turboaufladung	24
4.1 Konzept und Konfiguration	24
4.2 Potenziale und Herausforderungen.....	25
4.2.1 Kraftstoffverbrauch.....	25
4.2.2 Emissionierung	26

4.2.3	Vollast und Response	28
5	Prüfstände, Versuchsträger und Analysemethoden	30
5.1	Prüfstände	30
5.2	Versuchsträger.....	30
5.3	Analysemethoden	33
5.3.1	Thermodynamische Analysen.....	33
5.3.2	Sondermesstechnik.....	35
6	Analyse von Gemischbildung und Verbrennung im Katheizbetrieb	39
6.1	Einfluss der Ventilsteuerzeiten auf die Verbrennung	40
6.2	Variation der Einspritzparameter	42
6.2.1	Zeitpunkt und Menge der Zündeinspritzung	42
6.2.2	Dreifacheinspritzung	45
6.3	Spraylayout und Durchfluss.....	47
6.3.1	Spraylayout.....	47
6.3.2	Stationärer Durchfluss	49
6.4	Einfluss der Kolbengeometrie	51
6.5	Erhöhung der Ladungsbewegung	54
6.6	Zusammenfassung der Untersuchungen zum Katheizbetrieb	56
7	Analyse und Optimierung der Gemischbildung im Teillastbetrieb	57
7.1	Einfluss des Luftverhältnisses auf die Laufruhe	58
7.2	Einfluss der Ladungsbewegung	60
7.2.1	Konstruktive Maßnahmen.....	61
7.3	Einfluss des DI-Gemischbildners	68
7.3.1	Variation der Applikationsparameter	68
7.3.2	Auslegung Spray und Durchfluss.....	77
7.3.3	Flash-Boiling	81
7.4	Einfluss Kolbengeometrie	83
7.5	Vergleich Direkt- und Saugrohreinspritzung.....	84
7.6	Zusammenfassung der Untersuchungen im Teillastbetrieb..	92
8	Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Vollastbetrieb.....	94
8.1	Einfluss der Ladungsbewegung	97
8.2	Einfluss des DI-Gemischbildners	102

8.2.1	Variation der Applikationsparameter	102
8.2.2	Auslegung Spray und Durchfluss	113
8.3	Einfluss der Kolbengeometrie	116
8.4	Kombination von Direkt- und Saugrohreinspritzung	118
8.5	Zusammenfassung der Untersuchungen im aufgeladenen Volllastbetrieb	122
9	Zusammenfassung und Ausblick	123
10	Literaturverzeichnis	126

Abkürzungsverzeichnis

AGR		Abgasrückführung
AÖ		Auslass Öffnet
AS		Auslass Schließt
ATL		Abgasturbolader
CAFE	<i>Corporate Average Fuel Economy</i>	
CARB	<i>California Air Resources Board</i>	
CCD	<i>charge coupled device</i>	
CO		Kohlenmonoxid
CO ₂		Kohlendioxid
DI	<i>direct injection</i>	Direkteinspritzung
DVA		Druckverlaufsanalyse
EÖ		Einlass öffnet
EOI	<i>End of Injection</i>	Einspritzende
ES		Einlass schließt
FID		Flammen Ionisations Detektor
FSN	<i>Filter Smoke Number</i>	
HC	<i>Hydrocarbons</i>	Kohlenwasserstoffe
HVA		Hydraulischer Ventilspielausgleich
KW		Kurbelwinkel
LIF	<i>laser-induced fluorescence</i>	laserinduzierte Fluoreszenz
LLK		Ladeluftkühler
LWOT		Ladungswechsel-OT
MFB	<i>Mass fraction burnt</i>	
MLV		Mehrlochventil
MPI	<i>Multi point injection</i>	Saugrohreinspritzung (Zylinderselektiv)
NEFZ		Neuer Europäischer Fahrzyklus
NO _x		Stickoxide

Abkürzungsverzeichnis

OT		Oberer Totpunkt
PM		Partikelmasse
PN		Partikelanzahl
SOI	<i>Start of Injection</i>	Einspritzbeginn
SULEV	<i>Super ultra low emission Vehicle</i>	
SZ		Schwärzungszahl
TRAMO		Transparentmotor
UT		unterer Totpunkt
VANOS		Variabler Nockenwellen Steller
VSA		Ventilspreizung Auslass
VSE		Ventilspreizung Einlass
VVT		Vollvariabler Ventiltrieb
ZOT		Zünd-OT
ZZP		Zündzeitpunkt

Formelzeichen

A	$[m^2]$	Fläche
b_e	$[g/kWh]$	Spezifischer effektiver Kraftstoffverbrauch
b_i	$[g/kWh]$	Spezifischer indizierter Kraftstoffverbrauch
c_0	$[m/s]$	Lichtgeschwindigkeit
d_0	$[mm]$	Düsendurchmesser
h	$[kJ/kg]$	Spezifische Enthalpie
I	$[a.u.]$	Signalintensität
I_0	$[a.u.]$	Anregungsintensität
Li	$[kJ/kg]$	Verdampfungsenthalpie
m	$[kg]$	Masse
M_d	$[Nm]$	Drehmoment
n	$[min^{-1}]$	Drehzahl
n	$[-]$	Teilchenzahl
Oh	$[-]$	Ohnesorgezahl
p_{Rail}	$[bar]$	Druck im Kraftstoffrail
p_{Zyl}	$[bar]$	Zylinderdruck
P_e	$[kW]$	Effektive Motorleistung
Q_B	$[J]$	Brennstoffwärme
Q_{stat}	$[cm^3/s]$	Statischer Durchfluss
rk	$[\%]$	Relative Kraftstoffmasse
R	$[J/kg K]$	Allgemeine Gaskonstante
Re	$[-]$	Reynoldszahl
Sh	$[-]$	Sherwood Zahl
t_i	$[ms]$	Einspritzdauer
T	$[K]$	Temperatur
v_0	$[m/s]$	Strömungsgeschwindigkeit
V	$[mm^3]$	Zylindervolumen

Formelzeichen

VaK	$[\%]$	Variationskoeffizient
w_i	$[kJ/l]$	Spezifische indizierte Arbeit
We	$[-]$	Weberzahl
x_{RG}	$[\%]$	Restgasgehalt
Y	$[-]$	Massenanteil
α	$[W/m^2K]$	Wärmeübergangskoeffizient
ε	$[-]$	Verdichtungsverhältnis
κ	$[-]$	Isentropenexponent
η_i	$[-]$	Indizierter Wirkungsgrad
η_f	$[Pa\ s]$	Dynamische Viskosität
λ	$[-]$	Verbrennungsluftverhältnis
λ_a	$[-]$	Liefergrad
ν	$[s^{-1}]$	Frequenz
φ	$[^\circ]$	Kurbelwinkel
ρ	$[kg/m^3]$	Dichte
σ	$[N/mm^2]$	Oberflächenspannung

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: CO ₂ -Emissionsgrenzwerte für leichte PKW und NFZ.....	1
Abbildung 1.2: Emissionsgrenzwerte für Ottomotoren in leichten PKW und NFZ [5].....	3
Abbildung 2.1: Variabilitäten im Hubverlauf []	7
Abbildung 2.2: Verdichterkennfeld.....	8
Abbildung 2.3: Durchspülen im Low-End-Torque-Bereich [7].	9
Abbildung 2.4: Injektorarten für Direkteinspritzung [57].....	12
Abbildung 2.5: Injektoranordnung bei Direkteinspritzung.	14
Abbildung 3.1: Mie-Aufnahmen zum Einspritzverlauf eines Mehrlochsprays unter atmosphärischen Bedingungen mit 100 bar Einspritzdruck.	16
Abbildung 3.2: Zerfallsbereiche von Flüssigkeiten im Ohnesorge- Diagramm.....	17
Abbildung 3.3: Dampfdruckkurve einiger HC-Verbindungen und von Wasser [25].....	19
Abbildung 3.4: Grundsätzliche Formen der Ladungsbewegung [57].....	22
Abbildung 4.1: Brennraumgeometrie des 3,0l TVDI Reihensechszylinders.....	24
Abbildung 4.2: Spezifischer indizierter Kraftstoffverbrauch.	26
Abbildung 4.3: Potenzial durch Doppeleinspritzung im Katheizbetrieb [7].	27
Abbildung 4.4: Vergleich Vollastkurve R6 Twin-Turbo und V8 Saugmotor.....	28
Abbildung 5.1: Thermodynamisches System des Brennraums.....	33
Abbildung 5.2: Messzündkerzen: VisioFlame, VisioKnock, 80-Kanal Hybrid [46]	36
Abbildung 5.3: Faseroptischer Zündkerzensensor [47].	37
Abbildung 5.4: Ansicht von unten auf den Zylinderkopf des Einzylinder- Motors	37
Abbildung 6.1: HC-Massenstrom über Abgasenthalpiestrom bei $n=1200$ 1/min, $w_i=0,25$ kJ/l.....	39
Abbildung 6.2: Spreizungsvariation bei $n=1200$ 1/min, $w_i=0,25$ kJ/l, ZZP= -20 °KW v.ZOT.....	41

Abbildung 6.3: EO12-Variation bei $n=1200$ 1/min, $w_i=0,25$ kJ/l, ZZP= -20 °KW v.ZOT, $\lambda=1,05$	43
Abbildung 6.4: Brennverläufe für EO12-Variation.....	45
Abbildung 6.5: SO12-Variation bei $n=1200$ 1/min, $w_i=0,25$ kJ/l, ZZP= -20 °KW v.ZOT	46
Abbildung 6.6: Übersicht Sprayvarianten	47
Abbildung 6.7: EO12-Variation im Betriebspunkt $n=1200$ 1/min, $w_i=0,25$ kJ/l, Einfluss Spraylayout	48
Abbildung 6.8: EO12-Variation im Betriebspunkt $n=1200$ 1/min, $w_i=0,25$ kJ/l, Einfluss Q_{stat}	50
Abbildung 6.9: Übersicht Kolbenvarianten.....	51
Abbildung 6.10: EO12-Variation im Betriebspunkt $n=1200$ 1/min, $w_i=0,25$ kJ/l, Einfluss Kolbengeometrie.....	52
Abbildung 6.11: Endoskopieaufnahmen bei $n=1200$ 1/min, $w_i=0,25$ kJ/l, EO12= -30 °KW v.ZOT, Spray V2 und Kolben K2	53
Abbildung 6.12: EO12-Variation im Betriebspunkt $n=1200$ 1/min, $w_i=0,25$ kJ/l, Einfluss Einlasskanal	55
Abbildung 7.1: Spreizungs-Variationen im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, Einfluss Luftverhältnis auf VaK bei MPI-Betrieb.....	59
Abbildung 7.2: Spreizungs-Variation im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, Einfluss der Steuerzeiten auf Ladungswechselerbeit und Verbrauch.....	59
Abbildung 7.3: Ventilerhebungskurven der drei Phasing Varianten bei einem mittleren Ventilhub von 2mm.....	61
Abbildung 7.4: Variation der Auslassspreizung der drei Phasing Varianten im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l..	62
Abbildung 7.5: Zündzeitpunkt und Energieumsatzpunkte der drei Phasing Varianten mit Ventilspreizungen VSE= 50 °KW, VSA= 70 °KW.	63
Abbildung 7.6: Brennraum mit Doppelmasking (links) und Einfachmasking (rechts).....	64
Abbildung 7.7: SO11-Variation im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l, Einfluss der Brennraummaskierung auf Verbrennung und Ladungswechsel.....	65
Abbildung 7.8: SO11-Variation im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l, Einfluss der Brennraummaskierung auf Emissionen.	66

Abbildung 7.9: Entflammung und Brennverlauf im Betriebspunkt n=3000 1/min, $w_i=0,4$ kJ/l, VSE=50 °KW, VSA=60 °KW, mit Doppel- (DM) und Einfachmasking (EM).....	67
Abbildung 7.10: SOI-Variation mit unterschiedlichen Einspritzdrücken im Betriebspunkt n=2000 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l, VSE=55 °KW, VSA=65 °KW, Einfluss auf Verbrennung und Ladungswechsel	68
Abbildung 7.11: SOI-Variation mit unterschiedlichen Einspritzdrücken im Betriebspunkt n=2000 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l, VSE=55 °KW, VSA=65 °KW, Einfluss auf Emissionen.....	69
Abbildung 7.12: Gemischbildung im Transparentmotor im Betriebspunkt n=2000 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l, VSE=55 °KW, VSA=65 °KW, Einfluss Einspritzdruck und -timing.....	70
Abbildung 7.13: SOI-Variation mit unterschiedlichen Einspritzdrücken im Betriebspunkt n=1500 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, VSE=55 °KW, VSA=85 °KW.....	72
Abbildung 7.14: EOI2-Variation mit unterschiedlichem t_{i2} im Betriebspunkt n=1500 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, VSE=65 °KW, VSA=85 °KW.	74
Abbildung 7.15: EOI2-Variation mit unterschiedlichem t_{i2} im Betriebspunkt n=1500 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, VSE=65 °KW, VSA=85 °KW.	75
Abbildung 7.16: EOI2-Variation im Transparentmotor im Betriebspunkt n=1500 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l.....	76
Abbildung 7.17: SOI1-Variation im Transparentmotor im Betriebspunkt n=2000 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l, Einfluss Spraylayout.	77
Abbildung 7.18: SOI1-Variation im Betriebspunkt n=2000 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l, Einfluss Spraylayout.....	78
Abbildung 7.19: Gemischbildung im Transparentmotor im Betriebspunkt n=2000 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l, SOI1 =280 °KW v. ZOT; V2- Spray mit $Q_{stat}=5,4$ ccm/s.....	79
Abbildung 7.20: SOI1-Variation im Betriebspunkt n=2000 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l, Einfluss Q_{stat}	80
Abbildung 7.21: Einfluss Kraftstoffdruck, -temperatur und Gegendruck auf das Spraybild.	82
Abbildung 7.22: SOI1-Variation im Betriebspunkt n=2000 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l, Einfluss Kolbengeometrie.....	84

Abbildung 7.23: Spreizungs-Variation im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, Einfluss der Gemischbildung auf Laufruhe mit DI (links) und MPI (rechts).	85
Abbildung 7.24: Ladungswechselschleifen im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, VSE=50 °KW und VSA=100 °KW. Vergleich der Gemischbildungsvarianten DI (schwarz) und MPI (blau).....	86
Abbildung 7.25: Luftverhältnis an der Zündkerze im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, Vergleich der Einspritzstrategien.....	87
Abbildung 7.26: Spreizungen, LW-Arbeit, Verbrauch und Laufruhe im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, Vergleich von Einspritzstrategie und Gemischbildungsart.	88
Abbildung 7.27: Emissionen im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, Vergleich von Einspritzstrategie und Gemischbildungsart.....	88
Abbildung 7.28: Brennverlauf und Verlustteilung im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, Vergleich von Einspritzstrategie und Gemischbildungsart.	89
Abbildung 7.29: Kraftstoffverteilung (Flüssigphase) zu EOI und Eigenleuchten zum ZOT im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, Vergleich der Einspritzstrategien.....	91
Abbildung 8.1: Entwicklungsschwerpunkte zur Steigerung von LET, Drehmoment und Leistung [].	94
Abbildung 8.2: Wirkkette im Leistungsbereich bei Turbomotoren [59].	96
Abbildung 8.3: Übersicht Einlasskanalvarianten.....	98
Abbildung 8.4: Durchflusskoeffizient und Tumblezahl der Einlasskanalvarianten [34].....	98
Abbildung 8.5: Volllastpotenzial der Einlasskanalvarianten EK1 und EK2 im Drehzahlbereich zwischen $n=1000$ 1/min und $n=2000$ 1/min.....	99
Abbildung 8.6: Heizverlauf der EK-Varianten bei $n=1500$ 1/min, Volllast.100	
Abbildung 8.7: Lastschnitt bei $n=5800$ 1/min, Vergleich der beiden Einlasskanalvarianten EK1 und EK2.	101
Abbildung 8.8: SOI-Variation mit verschiedenen Einspritzdrücken im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $M_d=500$ Nm.	103

Abbildung 8.9: SOI-Variation mit verschiedenen Einspritzdrücken im Betriebspunkt $n=5800$ 1/min, $P_e=240$ kW, Einfluss auf Verbrennung und Ladedruck.....	105
Abbildung 8.10: SOI-Variation mit $p_{rail}=150$ bar im Betriebspunkt $n=5800$ 1/min, $P_e=240$ kW, Flammenkernbildung und Klopfortverteilung.....	105
Abbildung 8.11: SOI-Variation mit verschiedenen Einspritzdrücken im Betriebspunkt $n=5800$ 1/min, $P_e=240$ kW, Einfluss auf Emissionen.	107
Abbildung 8.12: SOI-Variation mit $p_{rail}=150$ bar im Betriebspunkt $n=5800$ 1/min, $P_e=240$ kW, Flammenintensität VisioKnock.....	107
Abbildung 8.13: EO12-Variation mit verschiedenen rk_2 im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $M_d=500$ Nm, $SOI_1=280$ °KW, $p_{rail}=200$ bar.....	109
Abbildung 8.14: EO12-Variation mit verschiedenen rk_2 im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $M_d=500$ Nm, Flammenkernbildung.	110
Abbildung 8.15: EO12-Variation mit verschiedenen rk_2 im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $M_d=500$ Nm , Klopfortverteilung.....	111
Abbildung 8.16: EO12-Variation mit verschiedenen rk_2 im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $M_d=500$ Nm , Einfluss auf die Emissionen.	112
Abbildung 8.17: EO12- und rk_2 -Variation im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $M_d=500$ Nm, Flammenintensität VisioKnock.....	112
Abbildung 8.18: SOI-Variation im Betriebspunkt $n=5800$ 1/min, $P_e=240$ kW, Vergleich Spraylayout.	114
Abbildung 8.19: SOI-Variation im Betriebspunkt $n=5800$ 1/min, $P_e=240$ kW, Vergleich hydraulischer Durchfluss.	115
Abbildung 8.20: SOI-Variation im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $w_i=2,0$ kJ/l, Einfluss Kolbengeometrie.....	117
Abbildung 8.21: Variation von rk_{MPI} im Betriebspunkt $n=5800$ 1/min, $P_e=230$ kW, Einfluss auf Verbrennung und Ladedruck.	119
Abbildung 8.22: Variation von rk_{MPI} im Betriebspunkt $n=5800$ 1/min, $P_e=230$ kW, Flammenkernbildung und Klopfortverteilung.....	119
Abbildung 8.23: Variation von rk_{MPI} im Betriebspunkt $n=5800$ 1/min, $P_e=230$ kW, Einfluss auf Emissionen.	120

Abbildung 8.24: Variation von rk_{MPI} im Betriebspunkt $n=5800$ 1/min,
 $P_e=230$ kW, Flammenintensität VisioKnock. 121

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Vergleich Injektorarten.....	13
Tabelle 5.1: Technische Daten Einzylinder-Motoren	31
Tabelle 5.2: Technische Daten Vollmotoren.....	32
Tabelle 8.1: Randbedingungen für Volllast-Untersuchungen.	97

1 Einleitung

1.1 Aktuelle Anforderungen an die Antriebsentwicklung

Vor dem Hintergrund des eindeutig stattfindenden Klimawandels rückte in den letzten Jahren der Straßenverkehr und hier vor allem der Personenindividualverkehr verstärkt in den Fokus der öffentlichen Diskussion. In einer globalen Betrachtung gehen rund 18 % der anthropogenen CO₂-Emissionen zu Lasten des gesamten Straßenverkehrs [1], weshalb politische Maßnahmen zur Abschwächung bzw. Verlangsamung des Klimawandels eingeleitet wurden, die auf eine Reduktion der verkehrsbedingten CO₂-Emissionen abzielen. Zur Umsetzung dieses Vorhabens hat das Europäische Parlament 2009 eine Verordnung zur Festsetzung einer zulassungsrelevanten CO₂-Emissionsnorm erlassen [2]. Abbildung 1.1 zeigt den ab 2012 geltenden durchschnittlichen spezifischen Grenzwert von 130 g/km, der für jeden PKW individuell als Funktion der Fahrzeugmasse berechnet wird. Dieser Grenzwert muss ab 2012 von 65 % der verkauften Neuwagenflotte eines Herstellers eingehalten werden. Bis zum Jahr 2015 wird der Prozentsatz der verkauften Neuwagen, welche ihren spezifischen CO₂-Grenzwert einhalten müssen, kontinuierlich auf 100% erhöht. Ab 2020 wird der Grenzwert der spezifischen CO₂-Emissionen der gesamten Neuwagenflotte auf 95 g/km abgesenkt.

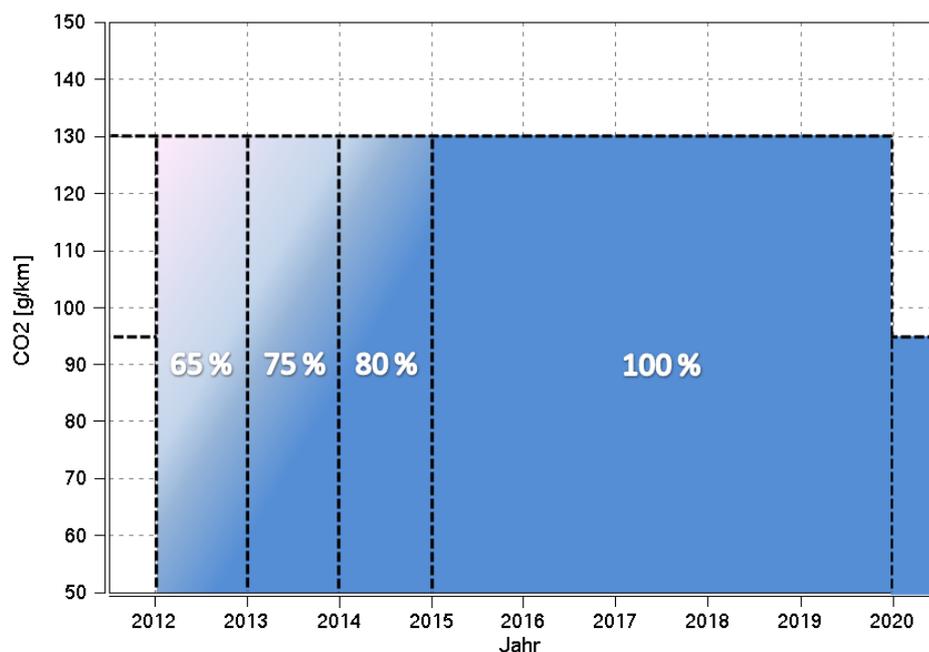


Abbildung 1.1: CO₂-Emissionsgrenzwerte für leichte PKW und NFZ.

Bei einer Überschreitung des Grenzwertes muss der Hersteller eine nach [2] berechnete Strafsteuer bezahlen.

Ähnliche gesetzliche Reglementierungen der CO₂-Emissionen von Kraftfahrzeugen befinden sich in vielen Ländern weltweit in Vorbereitung oder sind bereits umgesetzt. Beispielsweise wird in den USA zusätzlich zur bundesweit geltenden CAFE Gesetzgebung die kalifornische Greenhouse Gas Gesetzgebung von immer mehr Bundesstaaten übernommen. Darin werden die spezifischen CO₂-Grenzwerte auf den „Footprint“ des Fahrzeugs (Spurweite x Radstand) bezogen, wobei für das Jahr 2012 der durchschnittliche Grenzwert 264 g/mi (164 g/km) beträgt und bis 2016 kontinuierlich auf 220 g/mi (137 g/km) reduziert wird [3]. Bei einer Nichteinhaltung der Grenzwerte kommt es, im Gegensatz zu den Strafzahlungen der CAFE Gesetzgebung, zu einem Verkaufsverbot.

Diese Randbedingungen bewirken große Anforderungen an die Antriebsentwicklung und der Verbrennungsmotor steht mehr denn je im Wettbewerb zum Elektroantrieb, da dessen CO₂-Emissionen, die bei der Stromerzeugung anfallen, bisher in den CO₂-Gesetzgebungen nicht berücksichtigt werden. Diese sind abhängig von der Art der Stromerzeugung und betragen für ein Elektroauto (Mittelklassesegment) im EU-Strommix 86 g/km bzw. 191 g/km im China-Strommix [4].

Zusätzlich zur Zulassungsrelevanz erfolgt in Deutschland ab 2009 die Umstellung der Berechnungsgrundlage für die KFZ-Steuer. Diese wird für neu zugelassene Autos nun nicht mehr nach dem Hubraum sondern nach dem CO₂-Ausstoß berechnet. Unter diesen Rahmenbedingungen entwickelt sich auch beim Kunden ein intensiviertes Umweltbewusstsein, weshalb bei der Kaufentscheidung neben Fahrleistung, Komfort und Anschaffungskosten auch die CO₂-Emissionen und damit der Kraftstoffverbrauch eine immer entscheidendere Rolle spielen.

Parallel dazu erfolgt die anhaltende Verschärfung der geltenden Abgasgrenzwerte durch die in [5] verordnete Einführung neuer Abgasnormen. Abbildung 1.2 zeigt für die Emissionsnormen Euro4 bis Euro6 das Jahr der Einführung und die Grenzwerte der darin reglementierten Schadstoffe.

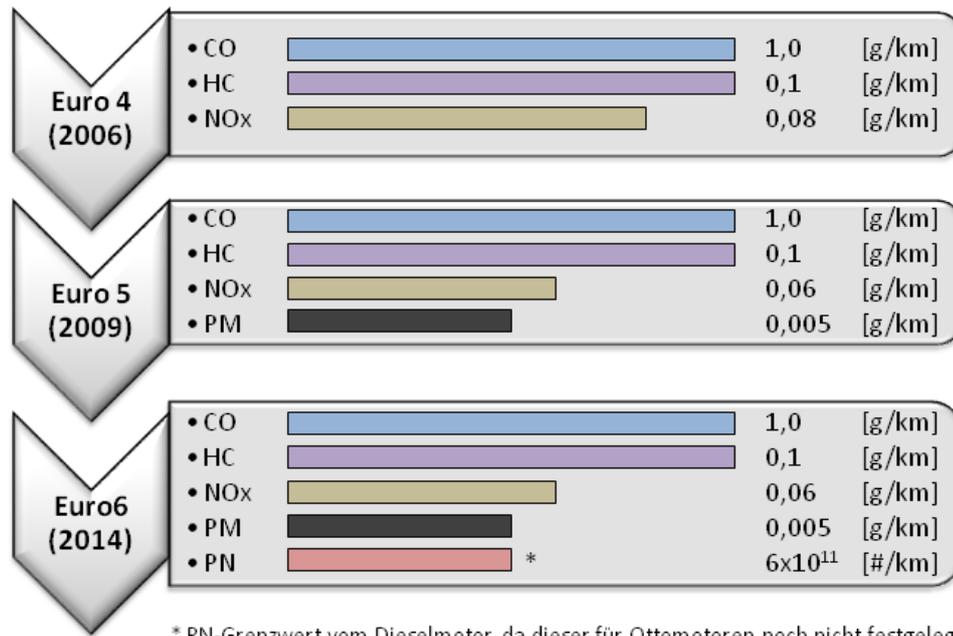


Abbildung 1.2: Emissionsgrenzwerte für Ottomotoren in leichten PKW und NFZ [5].

Mit der Einführung der Euro5 Norm resultiert neben der Reduktion des NOx Grenzwertes eine erstmalige Reglementierung der Partikelmasse beim Ottomotor, wobei diese nur für direkteinspritzende Ottomotoren gilt. Ab Euro6 erfolgt eine zusätzliche Restriktion der Partikelanzahl für alle Ottomotoren, wobei der hier dargestellte Grenzwert vom Dieselmotor übernommen ist, da er für Ottomotoren noch nicht endgültig festgelegt wurde.

Die Erfüllung dieser Verbrauchs- und Emissionsziele und die anhaltende Forderung nach immer höherer Fahrdynamik erfordert eine konsequente Weiterentwicklung der Verbrennungsmotorentechnologie und stellt eine große Herausforderung dar.

Verschiedene Ansätze zur Reduktion von Kraftstoffverbrauch und Emissionen am Ottomotor führten in den letzten Jahren - abweichend vom Dieselmotor - zur Entwicklung unterschiedlicher Technologien. Die differierenden Konzepte wie:

- Homogene Magermotoren
- Direkteinspritzende Schichtladungsmotoren
- Vollvariabler Ventiltrieb
- Downsizing/Downspeeding

zielten vorrangig auf die Reduzierung der Drosselverluste im Teillastbetrieb ab, wobei die Marktakzeptanz und damit der Erfolg ein unterschiedlicher war. Das relativ geringe Potenzial zur Verbrauchsreduktion von homogenen

betriebenen Magermotoren und DI-Schichtmotoren der 1. Generation (wand- oder luftgeführtes Brennverfahren) aufgrund der geringen Abmagerungsfähigkeit bzw. des kleinen Schichtkennfeldbereiches stand deutlich höheren Systemkosten gegenüber, wodurch der resultierende Kundennutzen kaum fühlbar war. Im Gegensatz zur 1. Generation zeigen direkteinspritzende Ottomotoren der 2. Generation mit strahlgeführtem Brennverfahren ein deutlich größeres Potenzial zur Verbrauchsreduktion. Die aufwändige Abgasnachbehandlung begrenzt jedoch weiterhin eine konsequente Umsetzung des thermodynamischen Potenzials und erfordert eine hohe Kraftstoffqualität, was den weltweiten Einsatz dieser Motorentechnologie bisher verhindert. Im Unterschied zum geschichteten Magerbetrieb haben vollvariable Ventiltriebe zwar ein geringeres theoretisches Potenzial zur Verbrauchsreduktion, jedoch ermöglichen die konventionelle Abgasnachbehandlung mit 3-Wege-Katalysator sowie die Unempfindlichkeit auf unterschiedliche Kraftstoffqualitäten einen weltweiten Einsatz bei Einhaltung strengster Emissionsgesetze (SULEV) [6].

Downsizing/Downspeeding Konzepte ersetzen einen Saugmotor durch einen leistungsgleichen aufgeladenen Motor mit geringerem Hubraum, woraus sich eine Betriebspunktverlagerung hin zu höheren Lasten ergibt, wobei konsequenterweise auch eine geänderte Getriebeauslegung und längere Achsübersetzungen verwendet werden müssen. Die daraus abgeleiteten Motorenkonzepte sind im Wesentlichen charakterisiert durch geringen Kraftstoffverbrauch bei gleichzeitig hoher Leistungsdichte. Ein Ansatz zur Lösung dieses Zielkonfliktes ist die Kombination von Benzindirekteinspritzung mit Aufladung. Bei entsprechender Auslegung erreichen diese Motoren ihr maximales Drehmoment bereits bei niedrigen Drehzahlen, wodurch ein hohes Drehmomentangebot über ein breites Drehzahlband zur Verfügung steht. Derartige Motoren überzeugen durch beachtliche Fahrleistungen bei moderatem Kraftstoffverbrauch.

Durch die Betriebspunktverlagerung hin zu höheren Lasten reduziert man zwar die zeitlichen Anteile des Motorbetriebs bei niedriger Teillast, die wirkungsgradreduzierenden Drosselverluste bleiben jedoch bestehen. Um auch in diesem Motorkennfeldbereich eine Verbesserung des Wirkungsgrades zu erzielen, bietet sich der Einsatz eines vollvariablen Ventiltriebs an. Eine derartige Technologiekombination beinhaltet weit reichende Möglichkeiten zur Verbrauchsreduktion an einem stöchiometrisch betriebenen Ottomotor. Aufgrund der geringen Kraftstoffsensitivität und der konventionellen Abgasnachbehandlung mit geregelter 3-Wege-Katalysator ist ein weltweiter Einsatz möglich und die Basis für die Erfüllung schärfster Emissionsgrenzwerte gelegt.

Das aus einer Kombination der Technologiebausteine Turboaufladung, vollvariabler Ventiltrieb und Direkteinspritzung resultierende TVDI (Turbocharged VALVETRONIC Direct Injection) Brennverfahren zeichnet sich durch eine beträchtliche Komplexität aus und stellt hohe Anforderungen an Ladungsbewegung, Gemischbildung und Verbrennung.

1.2 Inhalte und Zielsetzung der Arbeit

Ausgangspunkt für die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen ist das TVDI-Brennverfahren. Eine detaillierte Beschreibung des Konzeptes und der Konfiguration ist in Kapitel 4 ersichtlich. Die Zielsetzung der Arbeit ist die Klärung des Einflusses der Gemischbildung auf funktionale Eigenschaften und die Illustration der Zusammenhänge und relevanten Stellhebel beim TVDI-Brennverfahren.

Die experimentellen Untersuchungen werden an einem Einzylinder Forschungsmotor, einem Transparentmotor und an Vollmotoren durchgeführt. Basierend auf thermodynamischen Analysen wird der Einfluss der Gemischbildung und deren Qualität beurteilt. Ausgehend von diesen Ergebnissen erfolgen Optimierungsschritte hinsichtlich Ladungsbewegung und Kraftstoffspray. Durch den Einsatz von Sondermesstechnik werden die Auswirkungen bewertet und es wird ein umfassendes Verständnis für die innermotorischen Vorgänge gebildet. Zur Beurteilung der Gemischbildungsgüte erfolgt ein Vergleich mit Saugrohreinspritzung.

Aufgrund der ventilhubgesteuerten Zylinderfüllung bei Teillast herrschen hier sehr spezielle Strömungszustände, die in Kombination mit dem zentral angeordneten Injektor einer eingehenden Betrachtung bedürfen.

Im aufgeladenen Volllastbetrieb ergeben sich aufgrund der hohen Leistungsdichte verschärfte Anforderungen zur Reduzierung der Klopfneigung und Wandbenetzung.

2 Stand der Technik bei turboaufgeladenen DI Ottomotoren

Mit der Einführung der Technologiekombination aus Direkteinspritzung und Turboaufladung beim PKW-Dieselmotor vor etwa zwei Jahrzehnten wurde eine erstaunliche Entwicklung ausgelöst, die zu einer massiven Verbreitung von Diesel PKW vor allem in Europa führte. Heute hat der Dieselmotor den Ottomotor in den europäischen Zulassungsstatistiken ein- und teilweise überholt. Wichtigste Kaufargumente sind dabei geringer Kraftstoffverbrauch und hohes Drehmomentangebot bei niedriger Drehzahl sowie z.T. günstigere Kraftstoffkosten infolge niedriger Mineralölsteuer. Moderne Dieselmotoren erreichen spezifische Drehmomente von bis zu 220 Nm/l und spezifische Leistungen von bis zu 78 kW/l.

Der Gewinn an Drehmoment und Leistung, sowie die Reduktion von Kraftstoffverbrauch und Emissionen verlangen mittlerweile auch beim Ottomotor den Einsatz von Direkteinspritzung und Turboaufladung. Im Bereich der Turboaufladung sind die zu meisternden Herausforderungen beim Ottomotor im Gegensatz zum Dieselmotor aufgrund:

- des weiteren Drehzahlbereiches
- der quantitativen Lastregelung
- der höheren Abgastemperaturen
- der klopfenden Verbrennung

jedoch deutlich komplexer, weswegen die vollständige Marktdurchdringung dieser Technologie noch etwas dauern wird. Der weite Drehzahlbereich des Ottomotors führt zu einer sehr großen Durchsatzspanne des Luftvolumenstromes, woraus sich hohe Anforderungen an das Aufladesystem ergeben. Je nach Auslegung erzielt man mit einem kleineren Turbolader einen frühen Drehmomentaufbau bei niedrigen Drehzahlen, den man sich mit hohem Abgasgegendruck und schlechtem Kraftstoffverbrauch bei hohen Drehzahlen erkauft. Alternativ lässt sich mit einem größeren Turbolader ein Drehmomentverlauf erzielen, der erst bei hohen Drehzahlen sein Maximum erreicht und ein schlechtes Instationärverhalten hat. Die quantitative Lastregelung des Ottomotors und die damit verbundenen geringen Abgasmassenströme kommen noch erschwerend hinsichtlich Instationärverhalten hinzu. Dieser Auslegungszielkonflikt ist Namensgeber

für das bekannte „Turboloch“ und führte bei früheren Otto Turbomotoren zu erheblichen Kraftstoffverbrauchsnachteilen.

Erst durch die Nutzung von Ventiltriebsvariabilitäten und den Einsatz der Direkteinspritzung eröffneten sich neue Möglichkeiten, um diesen Zielkonflikt bei der Turboladerauslegung zu entschärfen [7]. Umfassende aufladetechnische Maßnahmen und Möglichkeiten zur Verbesserung von Anfahrverhalten und Low-End-Torque werden hier nicht diskutiert und sind [8] zu entnehmen.

Durch den Einsatz der beiden wichtigsten Einzelmaßnahmen, variable Steuerzeiten und Direkteinspritzung, kann eine Reihe der Probleme bei der Aufladung von Ottomotoren beseitigt werden. Aufgrund dessen soll im Folgenden etwas näher auf diese beiden Technologien und deren Funktionsweise eingegangen werden.

2.1 Variable Ventiltriebe

Die ersten Ideen und Patentanmeldungen zu variablen Ventiltrieben gehen zurück bis 1918 [9]. Jedoch dauerte es knapp 65 Jahre, bis Alfa Romeo die erste variable Ventilsteuerung auf den Markt brachte, die eine Umschaltung zwischen zwei Einlasssteuerzeiten ermöglichte [10]. Neben der Variabilität der Phasenlage gibt es noch weitere elementare Parameter zur Gestaltung des Ventilhubverlaufs, die in Abbildung 2.1 dargestellt sind.

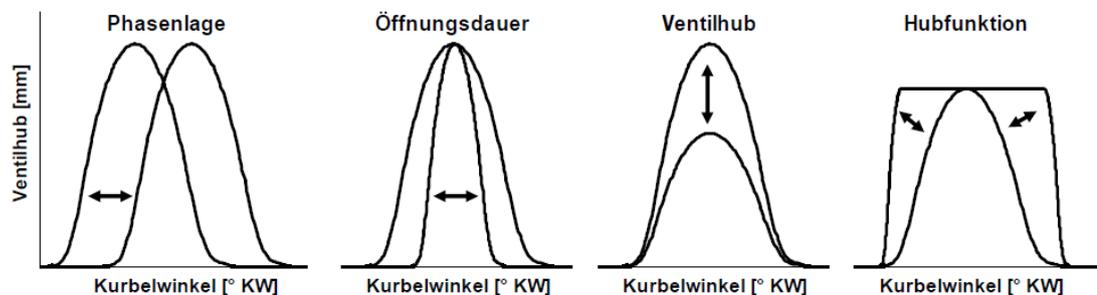


Abbildung 2.1: Variabilitäten im Hubverlauf [11]

Je nach konstruktiver Ausführung des Ventiltriebs ist die Beeinflussung von einem oder mehreren Parametern möglich. Bisher in Großserie umgesetzte Systeme sind ausschließlichnockengetrieben und erlauben dadurch keine Veränderung der Hubfunktion, weswegen dieser Parameter hier nicht weiter betrachtet wird.

2.1.1 Phasensteller

Der erste Hersteller, der einen Ventiltrieb mit kontinuierlich variabler Phasenlage von Nocken- und Kurbelwelle auf den Markt brachte, war BMW im Jahr 1992. Das unter dem Namen VANOS bekannte System wurde in den

folgenden Jahren weiterentwickelt [12] und wird mittlerweile an jedem BMW Ottomotor ein- und auslasseitig verwendet. Phasensteller wurden anfänglich für Saugmotoren zur Verbesserung des Drehmomentverlaufes entwickelt. Durch eine Anpassung der Steuerzeiten an die Drehzahl lassen sich dort beträchtliche Steigerungen des Mitteldruckes erzielen. Im Teillastbetrieb gestatten ein- und auslasseitige Phasensteller die Einstellung einer definierten Ventilüberschneidung für den gewünschten Restgasanteil. Bei abgasturboaufgeladenen Ottomotoren ist der Einsatz von ein- und auslasseitigen Phasenstellern eine entscheidende Voraussetzung für die Entschärfung des erwähnten Auslegungszielkonfliktes des Turboladers. In Abbildung 2.2 ist ein Verdichterkennfeld mit eingezeichneter Motorbetriebslinie dargestellt.

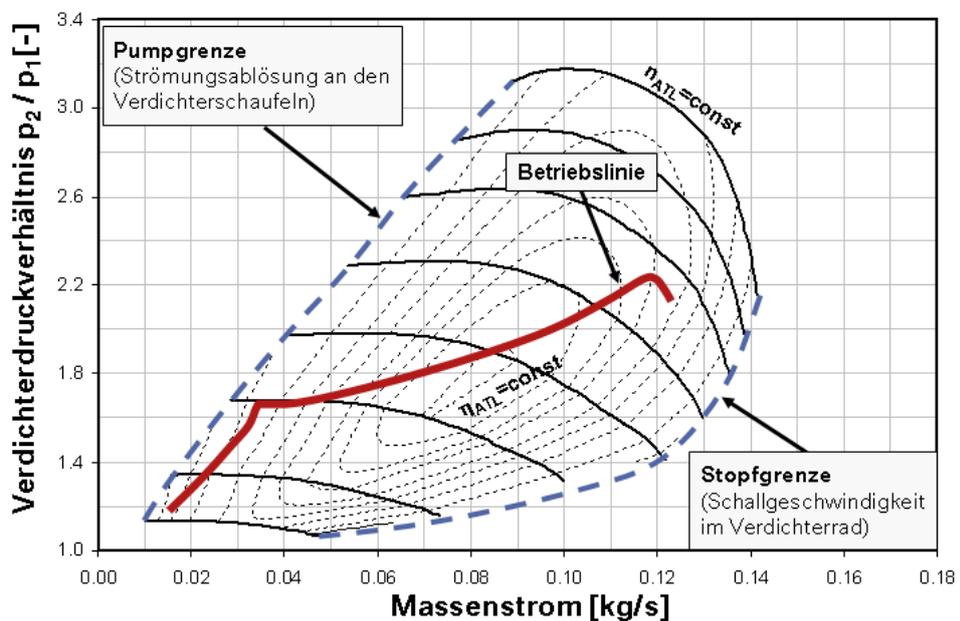


Abbildung 2.2: Verdichterkennfeld.

Für die Darstellung von hohen Drehmomenten bei niedrigen Drehzahlen wird der Verdichter entlang seiner Pumpgrenze betrieben. Wählt man in diesen Betriebspunkten Steuerzeiten mit großer Ventilüberschneidung, ergibt sich aufgrund des positiven Spüldruckgefälles ein signifikant höherer Luftdurchsatz und der Betriebspunkt verschiebt sich im Verdichterkennfeld nach rechts. Aufgrund des negativen Spüldruckgefälles bei hohen Drehzahlen wird die Ventilüberschneidung und damit auch die geförderte Luftmenge reduziert. Daraus resultiert eine Verkleinerung der erforderlichen Verdichterdurchsatzspanne. Dies ermöglicht eine Laderabstimmung, mit der es gelingt, bereits bei niedrigen Drehzahlen hohe Ladedrücke darzustellen, und gleichzeitig hohe Wirkungsgrade im Nennleistungsbereich zu realisieren. Die Durchspülphase bei niedrigen Drehzahlen hat neben dem

Anstieg des Luftdurchsatzes noch den weiteren Vorteil einer sehr guten Restgasausspülung und der damit verbundenen Reduktion der Klopfneigung. Aufgrund des Spülluftanteils wird der Motor mit einem effektiven Brennraumlambda $\lambda_B < 1$ betrieben, um im Abgas ein stöchiometrisches Luftverhältnis einzustellen. Die größere Kraftstoffmasse bewirkt bei deren Verdampfung eine zusätzliche Ladungskühlung, was in Kombination mit der höheren Brenngeschwindigkeit des fetten Gemischs eine weitere Reduktion der Klopfneigung bewirkt. Das bei fetter Verbrennung verstärkt gebildete CO reagiert im Abgastrakt mit der Spülluft nach und erhöht dabei die für die Turbine zur Verfügung stehende Enthalpie. Dieses höhere Enthalpieangebot wirkt sich auch für den Laderhochlauf im Transientbetrieb deutlich positiv aus. In Abbildung 2.3 ist der Ablauf des Spülvorganges im Low-End-Torque-Bereich dargestellt.

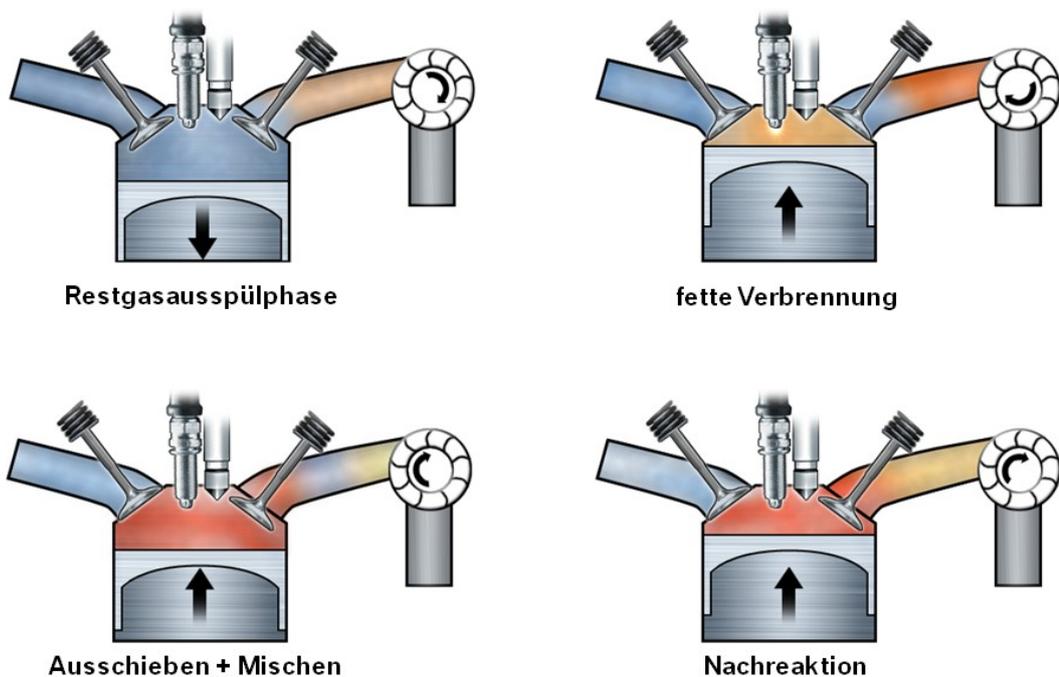


Abbildung 2.3: Durchspülen im Low-End-Torque-Bereich [7].

Die vollständige Umsetzung der Potenziale dieser Betriebsstrategie bedingt jedoch die Kombination von Abgasturboaufladung und Direkteinspritzung mit Ein- und Auslassphasenstellern. Eine Variabilität der Phasenlage ist konstruktiv relativ einfach zu realisieren, wodurch diese mittlerweile als Stand der Technik angesehen werden kann. Die im Folgenden behandelte Variabilität des Ventilhubes bedingt einen größeren konstruktiven Aufwand und ist deswegen noch nicht so alltäglich.

2.1.2 Variabilität des Ventilhubes

Die Laststeuerung bei Ottomotoren mit Quantitätsregelung erfolgt überwiegend durch Drosselung des angesaugten Frischgasmassenstromes mittels Drosselklappe. Ein starker Anstieg der Ladungswechselverluste mit sinkender Last ist die bekannte Folge und stellt seit Jahren einen Entwicklungsschwerpunkt dar. Bereits Anfang der Achtziger Jahre brachte Cadillac eine Zylinderabschaltung auf den Markt, die durch Deaktivierung der Ventile realisiert wurde [13]. Honda brachte 1983 die Ventilabschaltung bei einem Motorrad in Serie und war der erste Hersteller, der 1989 eine Ventilhubumschaltung in einem PKW-Motor einführte. Das so genannte VTEC System konnte durch hydraulisch betätigte Kolben zwischen zwei Schleppebeln und Nockenkurven umschalten. Ähnliche Systeme wurden von Mitsubishi (MIVEC) 1994, Toyota (VVTL-i) 1999, Porsche (Vario-Cam Plus) 1999, Nissan (VVEL) 2002 und von Audi (Valvelift) 2006 in Großserie eingeführt. Bei diesen diskret arbeitenden Systemen können bis zu drei unterschiedliche Hubkonturen mit reduzierter Öffnungsdauer und reduziertem Ventilhub gewählt werden, wodurch sich ein teilentdrosselter Betrieb darstellen lässt.

Eine Laststeuerung mit vollvariablem Einlassventilhub wurde erstmalig bei BMW in Großserie umgesetzt. Die VALVETRONIC wurde 2001 am Vierzylinder Ottomotor und in den folgenden Jahren in der gesamten Saugmotorenpalette eingeführt. Nissan und Toyota haben zwischenzeitlich ähnliche Systeme im Serieneinsatz. Im Gegensatz zu den bisher genannten, rein mechanischen Systemen, gibt es noch eine Vielzahl elektrohydraulischer und elektromechanischer Ventiltriebe, die bisher jedoch nicht über den Prototypenstatus hinausgekommen sind. Das zusätzliche Verbrauchsreduktionspotenzial aufgrund der völlig frei wählbaren Hubkurven ist relativ gering [11] und steht insbesondere einer massiv höheren Systemkomplexität und deutlich erhöhten Kosten gegenüber.

Eine Kombination von Turboaufladung und zweistufiger Auslass-Ventilhubumschaltung wird bei Audi in den aktuellen R4 TFSI Motoren eingesetzt [14]. Das System realisiert durch die Verkürzung der Auslasssteuerzeit eine Zündfolgetrennung im Low-End-Torque Bereich und ermöglicht dadurch die teilweise Erschließung der Ladungswechsellpotenziale einer zweiflutigen Turbine.

2.2 Direkteinspritzung

Erste Versuche zur Benzindirekteinspritzung fanden bereits Anfang der 1930er Jahre statt. Der Serieneinsatz der Direkteinspritzung im Ottomotor erfolgte im Jahr 1937 zeitgleich in den Flugmotoren Junkers Jumo 210G, BMW 132F und Daimler Benz DB601. Die ersten Serien-PKW mit Benzindirekteinspritzung und Zweitaktmotor waren die Fahrzeuge Gutbrod Superior und Goliath GP700E im Jahr 1952. 1954 folgte der Mercedes Benz 300SL als erstes Serien-Automobil mit Viertaktottomotor und Direkteinspritzung.

Bei diesen Konzepten stand ausschließlich die Leistungssteigerung im Fokus der Entwicklung. Aufgrund der unzureichenden Einspritztechnologie und der fehlenden elektronischen Motorsteuerungen konnten die vielfältigen Entwicklungsprobleme nicht bewältigt werden, so dass die Direkteinspritzung beim Ottomotor vorerst nicht weiter verfolgt wurde. Gestiegenes Umweltbewusstsein und die Anforderung zur Reduktion von Kraftstoffverbrauch und Emissionen in den 1990er Jahren veranlasste die Hersteller zur Wiederaufnahme der Entwicklungstätigkeiten im Bereich der Benzindirekteinspritzung für den geschichteten Magerbetrieb. Nach der Vorstellung der ersten Serien DI-Ottomotoren von Mitsubishi und Toyota im Jahr 1995 forcierten auch die europäischen Hersteller die Entwicklung der Benzindirekteinspritzung.

Bezeichnet nach dem relevanten Gemischbildungsprozess wurden wand-, luft- und strahlgeführte Schichtbrennverfahren entwickelt. Je nach Konzept werden dabei unterschiedliche Injektorbauarten in verschiedenen Einbaulagen eingesetzt.

2.2.1 Injektorarten

Zur Einspritzung des flüssigen Kraftstoffes bei Verbrennungsmotoren werden ausschließlich Druckzerstäuber verwendet. Den Injektoren kommt dabei neben der Zerstäubung und Verteilung des Kraftstoffes im Brennraum auch die Aufgabe einer exakten Mengendosierung zu. Zur Steuerung des instationären Einspritzvorganges betätigt ein Aktuator eine Düsennadel, die die entsprechenden Querschnitte öffnet oder schließt. Die Ausführung der Injektordüse ist dabei hauptverantwortlich für die Sprayeigenschaften. Abbildung 2.4 zeigt verschiedene Typen von Injektoren, die in bisherigen Serienottomotoren eingesetzt wurden.

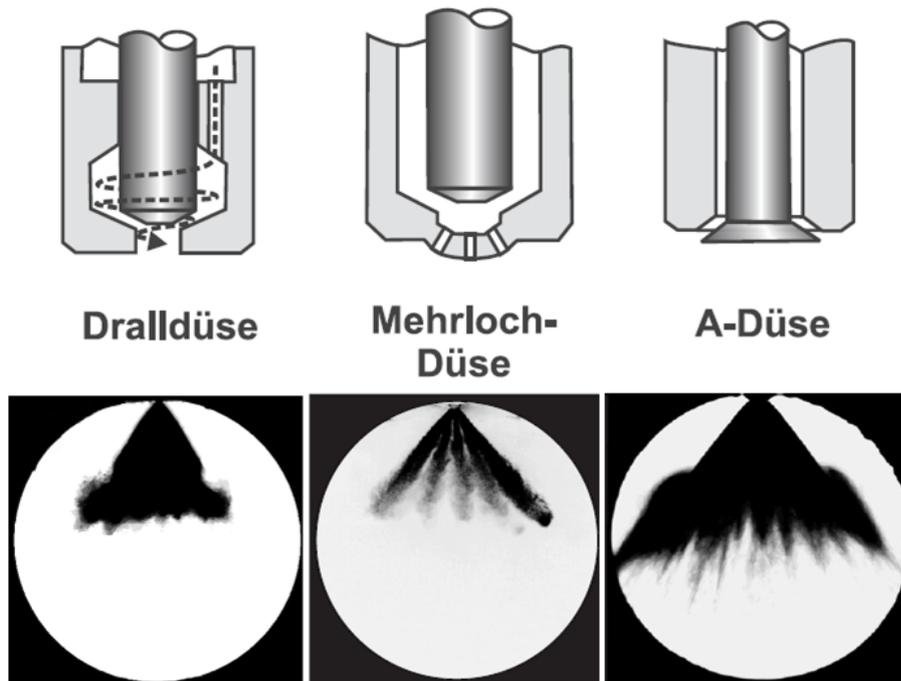


Abbildung 2.4: Injektorarten für Direkteinspritzung [57].

Der prinzipielle Unterschied in der Öffnungsrichtung der Düsennadel, nach innen öffnend bei Drall- und Mehrlochdüse bzw. nach außen öffnend bei A-Düse, setzt sich auch in deren Betätigung fort. Während die nach innen öffnenden Konzepte üblicherweise mit Magnetspulantrieben versehen sind, werden A-Düsen durch Piezoaktuatoren gesteuert. Gegenüber dem Magnetspulantrieb bietet der deutlich teurere und komplexere Piezoantrieb eine größere Dynamik und zusätzliche Freiheiten hinsichtlich der Gestaltung des Nadelhubverlaufs.

Neben unterschiedlicher Ansteuerung und Düsenöffnungsrichtung unterscheiden sich die Injektorarten auch in der Form des erzeugten Sprays. Das Spraybild einer Dralldüse hat die Form eines Hohlkegels, der durch den Zerfall und die Ausbreitung eines torusförmigen Flüssigkeitsfilms gebildet wird, welcher in der Drallkammer durch die tangentialen Einlaufkanäle erzeugt wird. Das Spraybild eines Mehrlochinjektors zeigt abgegrenzte Einzelspraykeulen, deren Form und Sprayverhalten neben dem Einspritzdruck von der Spritzlochgeometrie, Spritzlochanzahl und deren Anordnung abhängt. Die Hohlkegelstruktur eines A-Düsen Sprays wird durch die Form des Kraftstoffspaltes und somit durch Düsennadel- und Nadelsitzgeometrie gebildet.

Tabelle 2.1 zeigt eine vergleichende Bewertung der drei Injektorarten für die Benzindirekteinspritzung die auf Erkenntnissen aus [15], [16], [17] basiert, wobei ein Mehrlochventil mit Spulantrieb als Ausgangsbasis definiert wurde.

Tabelle 2.1: Vergleich Injektorarten

	Dralldüse Spulenantrieb	Mehrlochdüse Spulenantrieb	A-Düse Piezoantrieb
Zerstäubungsgüte	-	0	0
Stabilität bei Gegendruck	--	0	+
Penetration	+	0	++
Durchflussspreizung	0	0	+
Dynamik, Mehrfacheinspritzung	-	0	+
Brennraumanpassung	-	0	-
Kosten	-	0	--

2.2.2 Injektorlage

Ein wichtiges Kategorisierungsmerkmal bei direkteinspritzenden Ottomotoren ist die Anordnung des Injektors im Brennraum. Aktuelle direkteinspritzende Serienottomotoren sind ausschließlich als Vierventiler mit mittiger Zündkerze ausgeführt. Die Anordnung des Injektors kann somit in zentraler, zündkerzennaher Position oder in seitlicher, zündkerzenferner Position ausgeführt werden. Bei der zentralen Injektorlage wird außerdem zwischen Quer- und Längsanordnung unterschieden. Darunter versteht man die Orientierung der Injektor-Zündkerzen-Ebene zur Motorlängsrichtung. Abbildung 2.5 zeigt eine schematische Darstellung für seitliche Injektorlage und zentrale Injektorlage mit Queranordnung. Neben den sich daraus ergebenden funktionalen Unterschieden veranschaulicht das Bild auch die konstruktiv größere Herausforderung bei zentraler Injektorlage.

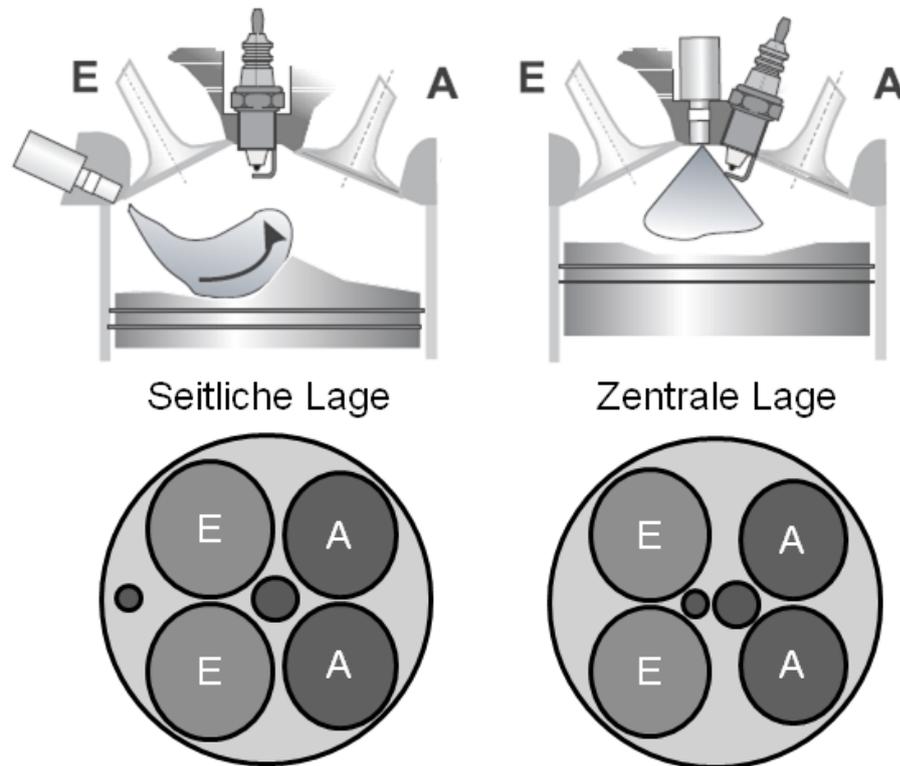


Abbildung 2.5: Injektoranordnung bei Direkteinspritzung.

Für die verschiedenen Schichtbrennverfahren ergeben sich aus deren unterschiedlichen Gemischbildungsprozessen klare Prämissen für die Wahl des eingesetzten Injektorkonzeptes und dessen Anordnung im Brennraum. Dementgegen werden bei stöchiometrisch betriebenen DI-Motoren sämtliche Bauarten von Injektoren in unterschiedlichen Einbaulagen verwendet. Bei der Wahl des Injektorkonzeptes und dessen Anordnung müssen teilweise gegensätzliche Anforderungen aus unterschiedlichen Betriebsarten (Kaltstart, Katheizen, Teil- und Vollast) erfüllt werden. Die Festlegung von Einspritzdüse und Ort beeinflusst im Folgenden die Auslegung von Ladungsbewegung und Kolbengeometrie und muss somit immer gesamthaft betrachtet werden.

Sämtliche bis jetzt in Großserie produzierte, turboaufgeladene DI Ottomotoren verwenden entweder Drall- oder Mehrlochdüsen in seitlicher Lage oder eine A-Düse in zentraler Lage mit Queranordnung.

3 Grundlagen der Gemischbildung beim Ottomotor

Die erzielbare Güte der Verbrennung hinsichtlich optimaler Energieumsetzung und geringster Schadstoffbildung wird maßgeblich von der vorangehenden Gemischbildung beeinflusst, da diese die Startbedingungen für die Verbrennung erzeugt. Eine Optimierung des gesamten Gemischbildungsvorganges ist jedoch alles andere als trivial, da dieser eine Verflechtung vieler physikalischer Einzelprozesse darstellt, deren gegenseitige Interaktion einen äußerst komplexen Gesamtmechanismus ergibt. Der instationäre Charakter der Einzelabläufe induziert durch deren Wechselwirkungen Instabilitäten, die mitverantwortlich für die zyklischen Schwankungen des Motorprozesses sind. In Abhängigkeit vom betrachteten Brennverfahren ergeben sich teilweise unterschiedliche Reihenfolgen der Einzelprozesse. Folgende Aufzählung der wichtigsten Teilprozesse gilt für ein homogenes $\lambda=1$ Brennverfahren.

- Kraftstoffzerstäubung
- Vermischung mit Luft und Restgas
- Kraftstoffverdampfung
- Gemischtransport

Man erkennt, dass die Stellhebel zur Optimierung der einzelnen Prozesse in der Zuführung und Vermischung der beiden Verbrennungsreaktionspartner liegen. Nachfolgend wird der aktuelle Kenntnisstand zur ottomotorischen Gemischbildung zusammengefasst. Dabei wird Bezug auf das in der Arbeit verwendete Mehrlochspray genommen.

3.1 Spraycharakteristik

Der zeitliche Verlauf der Kraftstoffstrahlausbreitung während des Einspritzvorganges charakterisiert das Spray eines Injektors. Die daraus abgeleiteten Größen wie Eindringtiefe, Kegelwinkel der Einzelstrahlen, einhüllender Kegelwinkel usw. dienen der quantitativen Spraybeschreibung und Bewertung. Abbildung 3.1 zeigt integral beleuchtete Mie-Aufnahmen eines typischen Mehrlochventilsprays unter atmosphärischen Umgebungsbedingungen bei 100 bar Einspritzdruck mit Iso-Oktan.

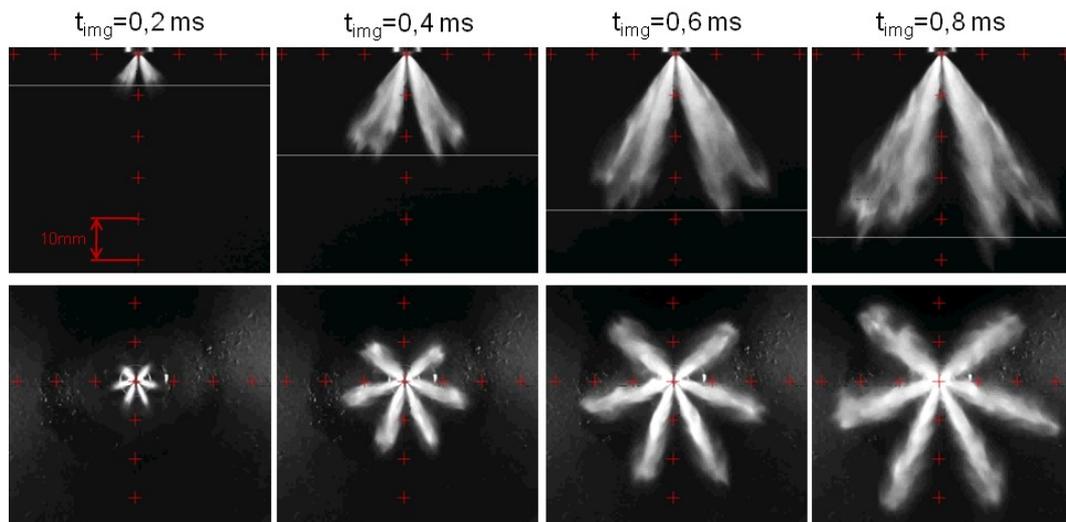


Abbildung 3.1: Mie-Aufnahmen zum Einspritzverlauf eines Mehrlochsprays unter atmosphärischen Bedingungen mit 100 bar Einspritzdruck.

Die Darstellung zeigt die für Mehrlochventile typischen schlanken Einzelstrahlen mit hoher Penetration zum Ende der Einspritzung. An den Bildern mit projizierender Injektorachse (untere Bildreihe) erkennt man die sehr großen Konzentrationsunterschiede über dem Umfang und die klare Abgrenzung der einzelnen Strahlen. Die Struktur der Einzelstrahlen ähnelt dabei einer Keule, die ihren maximalen Durchmesser bei ca. $\frac{3}{4}$ der Länge erreicht und sich danach wieder verjüngt. Für die Form der Einzelstrahlen sind Strahlaufbruch und Strahlzerfall bestimmend.

3.2 Kraftstoffzerstäubung

Zu Beginn der Gemischbildungsphase ist eine Zerstäubung des Kraftstoffes notwendig, bei der der zusammenhängende Flüssigkeitsstrahl aus dem Spritzloch beim Übergang vom Düsenaustritt in die gasförmige Umgebung in einzelne Tropfen zerfällt. Man unterscheidet dabei in Primär- und Sekundärzerfall, wobei der Primärzerfall das Dispergieren der kontinuierlichen Phase in einzelne Flüssigkeitsligamente und Tropfen bezeichnet und der Sekundärzerfall den weiteren Aufbruch instabiler Tropfen aufgrund deren gegenseitiger Wechselwirkungen und aerodynamischer Einflüsse beschreibt.

In Abhängigkeit der dominierenden Effekte kann der Primärzerfall in Bereiche unterschiedlicher Aufbruchsmechanismen eingeteilt werden [18]. Abbildung 3.2 zeigt in Abhängigkeit von Reynolds- und Ohnesorgezahl die Zerfallsbereiche Rayleigh-Zerfall, windinduzierter Zerfall und Zerstäuben im sogenannten Ohnesorge-Diagramm. Der grau gekennzeichnete Balken zeigt dabei die für diese Arbeit relevanten Bereiche.

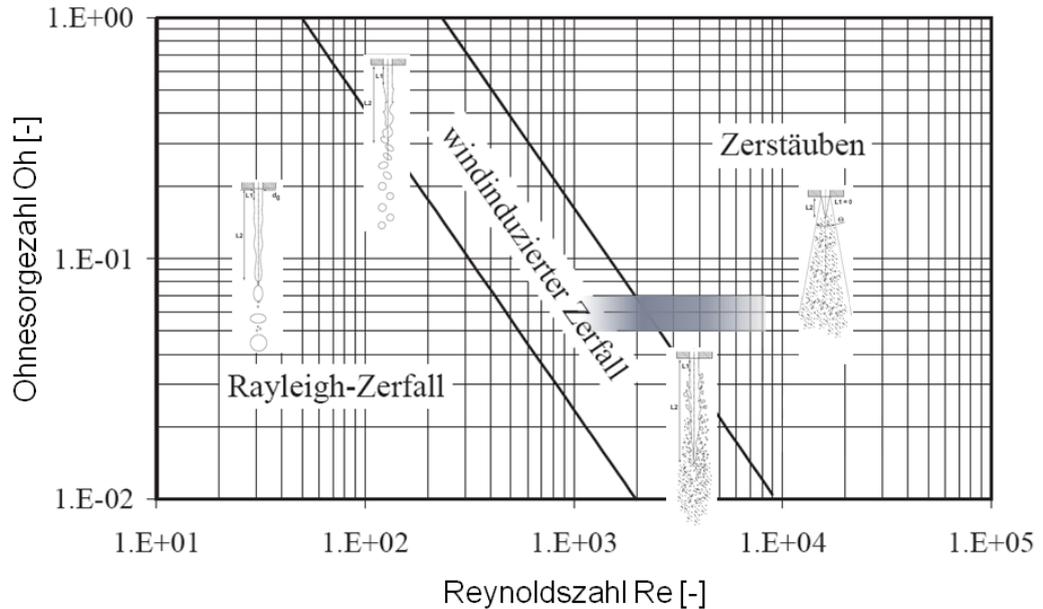


Abbildung 3.2: Zerfallsbereiche von Flüssigkeiten im Ohnesorge-Diagramm.

Nach GL. 3-1 ist die Ohnesorgezahl, die das Verhältnis von Zähigkeits- zu Oberflächenkräften beschreibt, nur von Geometrie und Stoffdaten abhängig (Viskosität η_f , Dichte ρ_f , Oberflächenspannung σ , Düsendurchmesser d_0), die sich während des Strahlzerfalls nicht verändern.

$$Oh = \frac{\eta_f}{\sqrt{\rho_f \sigma d_0}} \quad (\text{GL. 3-1})$$

Die Reynoldszahl beschreibt das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskraft und charakterisiert damit die Strömungsform (laminar/turbulent). Nach GL. 3-2 ist sie neben Geometrie- und Stoffdaten auch von der Strömungsgeschwindigkeit v_0 abhängig.

$$Re = \frac{d_0 v_0 \rho_f}{\eta_f} \quad (\text{GL. 3-2})$$

Bei einer Erhöhung des Einspritzdruckes erhöht sich somit nur die Reynoldszahl bei konstant bleibender Ohnesorgezahl. Man bewegt sich daher im Ohnesorge-Diagramm auf einer Waagrechten, wobei man mit zunehmendem Einspritzdruck (Austrittsgeschwindigkeit) die verschiedenen Zerfallsmechanismen von links nach rechts durchläuft. Bei der Benzindirekteinspritzung mit Einspritzdrücken von 50 - 200 bar bewegt man sich dabei im Grenzbereich zwischen windinduziertem Zerfall und Zerstäuben. Nach [19], [20] ist dieser Übergangsbereich jedoch fließend und die Düsenaustrittsströmung in beiden Bereichen turbulent. Die dominierenden Kräfte für den Strahlaufbruch sind dabei die Trägheitskräfte des Gases und die durch strahlinterne Turbulenzen hervorgerufenen Spannungen [21]. Der Einfluss der bereits einsetzenden Kavitation im

Spritzloch ist noch vernachlässigbar und der Strahlaufbruch wird maßgeblich vom aerodynamischen Zerfall aufgrund Oberflächeninstabilitäten bestimmt [18]. Eine detaillierte Beschreibung der einzelnen Effekte ist der Literatur zu entnehmen [18], [22], [36].

Der Bereich des Rayleigh-Zerfalls wird lediglich während der Öffnungs- und Schließphase der Düsennadel, aufgrund der dabei wirkenden Drosselung durchlaufen. Der Strahlaufbruch wird dabei durch Schwingungen hervorgerufen, die durch infinitesimal kleine Störungen am Strahlrand erzeugt werden.

Nach dem primären Aufbruch des Flüssigkeitsstrahls in einzelne Tropfen, Flüssigkeitsfäden und Segmente beginnt der weitere, sekundäre Zerfall dieser instabilen Produkte bis diese eine kleinere, stabile Größe erreichen. Dabei haben neben den aerodynamischen Kräften auch die Wechselwirkungen der Tropfen untereinander einen Einfluss. Vor allem im dichten Strahlbereich in dem das Volumen der Flüssigphase deutlich größer als das Volumen der Gasphase ist, kommt es häufig zur Kollision einzelner Tropfen. Je nach Kollisionswinkel kann es dabei zu fünf verschiedenen Ergebnissen kommen [23]:

- Dauerhafte Koaleszenz
- Vollständige Trennung
- Vollständige Trennung mit Koaleszenz
- Trennung mit Bildung von Satellitentropfen
- Vollständige Zersplitterung

Neben direkter Interaktion einzelner Tropfen ergeben sich auch Wechselwirkungen über induzierte Strömungen in der umgebenden Gasphase. Dabei erzeugen einzelne Tropfen eine Luftströmung, so dass nachfolgende Tropfen sich in deren Windschatten befinden, wodurch die aerodynamischen Kräfte auf diese Tropfen reduziert werden.

Durch den in Strahlausbreitungsrichtung zunehmenden Lufteintrag wird das Spray weiter aufgefächert und das Volumen der Flüssigphase ist bereits kleiner als das Volumen der Gasphase. In diesem sogenannten dünnen Bereich des Sprays tritt kaum noch Tropfenkollision auf. Die immer noch sehr hohe Relativgeschwindigkeit führt zu einem weiteren Sekundärzerfall der Tropfen in kleinere Tropfen. Ausschlaggebend hierfür ist das Verhältnis aus aerodynamischen Kräften (Reibungs-, Druckkräfte) zu Oberflächenspannungskräften. Dieses Verhältnis wird durch die dimensionslose Gasphasen-Weberzahl (Tropfendurchmesser d ,

Tropfengeschwindigkeit u , Gasdichte ρ_G und Oberflächenspannung σ) beschrieben.

$$We_G = \frac{\rho_G \cdot u^2 \cdot d}{\sigma} \quad (\text{GL. 3-3})$$

Die unterschiedlichen Mechanismen dieses Zerfalls sind der Literatur zu entnehmen [24]. Prinzipiell zerfallen die Tropfen solange in kleinere Tropfen bis die aufgrund des kleiner werdenden Durchmessers zunehmenden Oberflächenspannungskräfte gegenüber den aerodynamischen Kräften überwiegen.

Im sehr dünnen Spraybereich, in dem das Volumen der Gasphase sehr viel größer als das Volumen der Flüssigphase ist, haben die Tropfen eine stabile Größe erreicht und werden von den aerodynamischen Kräften nur noch abgebremst.

3.3 Kraftstoffverdampfung

Nach dem Zerfall des Kraftstoffes in einzelne Tropfen folgt im anschließenden Prozess ihre Verdampfung und damit der Übergang von der flüssigen in die gasförmige Phase. Die für den Ausgleich der Verdampfungsenthalpie notwendige Wärme wird dabei in den meisten Fällen dem umgebenden Gas entzogen. Zur physikalisch korrekten Beschreibung des Verdampfungsverhaltens müssen das Phasengleichgewicht sowie der konvektive und diffusive Stoff- und Wärmetransport in der Tropfengrenzschicht betrachtet werden. Geht man grob vereinfachend von einem Einstoffsystem aus, so sind Siedetemperatur und der sich einstellende Druck direkt miteinander gekoppelt. Abbildung 3.3 zeigt für diesen Zusammenhang die Kurven für einige motorisch relevante Kohlenwasserstoffe und für Wasser [25].

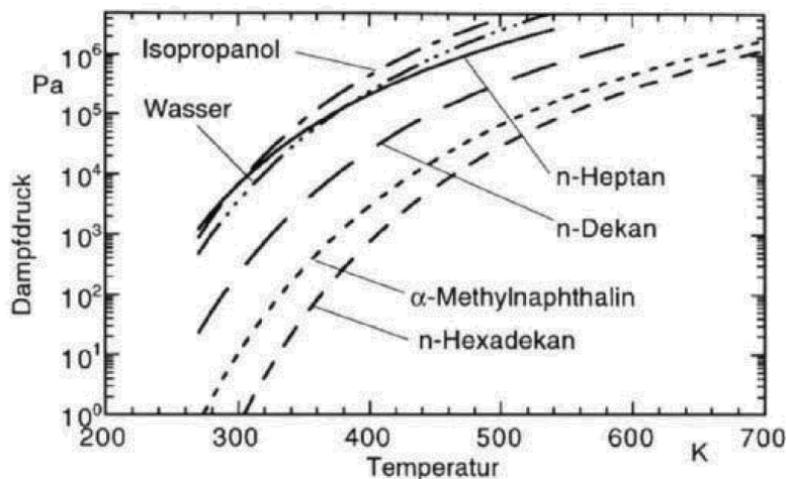


Abbildung 3.3: Dampfdruckkurve einiger HC-Verbindungen und von Wasser [25].

Anhand der Masse-, Energie- und Stoffbilanzgleichungen lassen sich nach [26] Gleichungen für die stationäre Tropfentemperatur und den übergehenden Massenstrom herleiten.

$$\dot{m} = \rho_{\infty,R} \cdot D_{g,R} \cdot \pi \cdot D \cdot Sh \cdot \ln \left(\frac{1 - Y_{i,\infty}}{1 - Y_{i,S}} \right) \quad (\text{GL. 3-4})$$

$$T_{ad} = T_{g,\infty} - \frac{Li}{c_{p,g,R}} \cdot \left(\frac{Y_{i,S} - Y_{i,\infty}}{1 - Y_{i,S}} \right) \quad (\text{GL. 3-5})$$

Der Einfluss der Tropfenumströmung wird durch die Sherwood-Zahl Sh berücksichtigt, die durch einen empirischen Zusammenhang nach [27] von der Reynolds-Zahl beeinflusst wird und als dimensionslose Kennzahl das Verhältnis der effektiv übergehenden Stoffmenge zu der durch Diffusion transportierten Stoffmenge beschreibt. Y bezeichnet die Dampfmassenanteile. Bei der adiabaten Temperatur T_{ad} wird die zur Verdampfung erforderliche Wärme gerade durch den zugeführten konvektiven und diffusiven Wärmestrom gedeckt. Die Verdampfungsrate sinkt mit fallender Temperatur sowie mit zunehmender Anreicherung der Luft mit Dampf. Weiters besteht eine deutliche Druckabhängigkeit, da die Dampfkonzentration $Y_{i,S}$ an der Phasengrenze und damit die Verdampfungsrate bei Unterdruck steigen und somit die adiabate Tropfentemperatur sinkt. Mit zunehmender Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Gas steigen Wärme- und Stofftransport, was sich jedoch nicht auf die adiabate Tropfentemperatur auswirkt [28]. Unter den Annahmen adiabater Tropfentemperatur, vernachlässigbarer Relativgeschwindigkeit und bei gleichbleibendem Gaszustand lässt sich aus GL.3-5 nach [26] das sogenannte D^2 -Gesetz bestimmen, welches die Oberflächenabnahme beschreibt.

$$\frac{dD^2}{dt} = -8 \cdot \frac{\rho_{\infty,R}}{\rho_{i,S}} \cdot D_{g,R} \cdot \ln \left(\frac{1 - Y_{i,\infty}}{1 - Y_{i,S}} \right) \quad (\text{GL. 3-6})$$

Anhand dieses Zusammenhangs lässt sich näherungsweise die Zeit bis zur vollständigen Verdampfung eines Tropfen berechnen.

Instationäre Änderungen der Tropfentemperatur, Veränderung des Zustandes des umgebenden Gases, sowie die von der Tropfengröße abhängige Tropfengeschwindigkeit im realen Motorprozess verringern somit die Ergebnisgenauigkeit von GL.3-6.

Darüber hinaus ist Ottokraftstoff ein Gemisch aus verschiedenen Kohlenwasserstoffen mit differierendem Siedeverhalten, weswegen Benzin keinen Siedepunkt sondern einen weiten Siedebereich aufweist. Bei der

Verdampfung kommt es somit zu einer Entmischung, da die leichtflüchtigen Komponenten deutlich rascher verdampfen als die schwersiedenden Anteile. Die teilweise sehr kurzen Verdampfungszeiten von 0,5 – 1 ms [29] beweisen, dass die komplexen Vorgänge der Kraftstoffverdampfung bereits gleichzeitig mit dem Kraftstoffzerfall ablaufen und sich somit Wechselwirkungen ergeben.

3.4 Gemischtransport

Bei stöchiometrisch betriebenen Ottomotoren hat der zeitliche und örtliche Homogenitätsgrad des Frischgemisches vor Zündung einen wesentlichen Einfluss auf den Motorprozess. In vielen Untersuchungen zeigt sich ein Zusammenhang zwischen Gemischinhomogenitäten und Abgasemissionen [30], Kraftstoffverbrauch, zyklischen Verbrennungsschwankungen und dem Klopfverhalten [31]. Bei saugrohreinspritzenden Motoren wird der Homogenitätsgrad der Zylinderladung stark durch die Gemischbildung in Saugrohr und Einlasskanal beeinflusst, wobei ein im Saugrohr und Einlasskanal homogenes Gemisch auch ein örtlich homogenes Gemisch im Brennraum zum ZPP ergibt.

Bei Direkteinspritzung ist zum Einspritzende per se eine inhomogene Verteilung des Kraftstoffes im Brennraum vorhanden. Um das Gemisch möglichst schnell und vollständig zu homogenisieren, bedarf es einer Unterstützung des Konzentrationsausgleichs durch verstärkte Durchmischung der Zylinderladung. Die dazu notwendige Zylinderinnenströmung kann unterschiedlich ausgeprägt sein und auf verschiedene Arten erzeugt werden. Prinzipiell handelt es sich dabei immer um Wirbelströmungen im Zylinder, die sich in der Lage ihrer Drehachse unterscheiden, wobei ein Wirbel um die Zylinderhochachse als Drall und ein Wirbel um die Zylinderquerachse als Tumble bezeichnet wird. Abbildung 3.4 zeigt die beiden einlassseitig generierten Ladungsbewegungsformen.

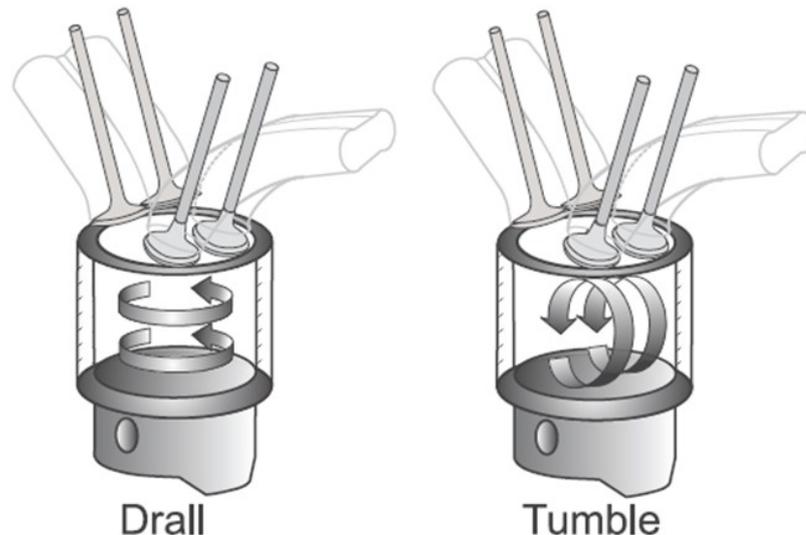


Abbildung 3.4: Grundsätzliche Formen der Ladungsbewegung [57].

3.4.1 Drall

Eine Drallströmung wird vor allem bei direkteinspritzenden Dieselmotoren eingesetzt, wo diese als Maßnahme zur Unterstützung der Gemischbildung verwendet wird. Erzeugt wird der Drall durch eine asymmetrische Einströmung in den Zylinder mit anschließender Umlenkung an der Zylinderwand. Die rotatorischen Geschwindigkeitskomponenten stabilisieren dabei den Drall so sehr, dass dieser während der Kompressionsphase und je nach Auslegung der Quetschströmung auch bis in den Ausschliebevorgang bestehen bleibt. Zur Generierung der asymmetrischen Einströmung werden speziell geformte Einlasskanäle oder Klappen zur Verschließung einzelner Kanäle eingesetzt.

Zur Gemischbildungsunterstützung beim direkteinspritzenden Ottomotor ist eine reine Drallströmung nur bedingt geeignet, da sie keine Durchmischung in vertikaler Richtung ermöglicht. Auf den Verbrennungsablauf zeigt der Drall jedoch sehr wohl einen Einfluss, da die teilweise Dissipation der Makroströmung in Turbulenz die Verbrennung beschleunigt. Je nach Lage der Zündkerze zum Wirbelzentrum kann auch die Konvektion für die Entflammung genutzt werden [32].

3.4.2 Tumble

Die Tumbleströmung wird bei Ottomotoren deutlich häufiger eingesetzt als die Drallströmung, da sie einfacher zu generieren ist und besser zu den Anforderungen des Ottoprozesses passt. Eine Tumbleströmung wird durch unsymmetrische Verteilung des einströmenden Massenstromes über dem Ventilumfang erzeugt, wodurch sich eine vertikale Strömung entlang der

Zylinderwand ergibt, die am Kolben umgelenkt wird und so einen vertikalen Wirbel bildet. Ein stärkeres Durchströmen des oberen Ventilbereiches erzeugt einen sogenannten Forward-Tumble, während eine stärkere Durchströmung des unteren Ventilbereiches einen Reverse-Tumble ergibt. Die unsymmetrische Massenstromverteilung der Einlassströmung wird durch gezielte Strömungsführung erreicht, die durch eine Vielzahl von Maßnahmen erzeugt werden kann. Ähnlich zur Drallströmung kann ein Tumble durch spezielle Einlasskanalformung, Leitbleche mit Stellklappen, Kanalmaskierung, Abrisskanten, Brennraummaskierung oder Schirmventile generiert werden [57]. In Abhängigkeit der geometrischen Ausführung wirken diese Maßnahmen nur in einem bestimmten Ventilhubbereich und resultieren immer in erhöhten Durchflussverlusten.

Eine günstig ausgeprägte Walzenbewegung führt zu einer vertikalen Durchmischung der Zylinderladung, was die Homogenisierung des Gemisches bei Direkteinspritzung einträglich unterstützt. Während der Kompressionsphase wird der Tumble aufgrund der Drehimpulserhaltung durch den sich nach oben bewegenden Kolben in seiner Rotationsgeschwindigkeit beschleunigt, wodurch auch die viskosen Scherkräfte im Gas zunehmen. Dabei ergibt sich eine stetige Turbulenzproduktion aus der Makrostruktur der Zylinderinnenströmung. Im immer flacher werdenden Brennraum kann die Rotation um die Zylinderquerachse nicht mehr aufrechterhalten werden, wodurch der makroskopische Tumble nahezu vollständig in mikroskopische Strömungsstrukturen zerfällt [33]. Die Tumbleströmung erfüllt somit die Funktionen Gemischtransport und Turbulenzerzeugung.

Zur vollständigen und bestmöglichen Durchmischung der Zylinderladung würde sich eine aus Drall und Tumble zusammengesetzte Ladungsbewegungsform anbieten, deren Intensität Betriebspunktabhängig variiert werden kann. Neben den aufgezählten Möglichkeiten der einlassseitigen Beeinflussung der Strömung kann diese durch eine entsprechende Kolbenform noch zusätzlich verstärkt und aufrechterhalten werden. Die Frage nach dem erforderlichen Ladungsbewegungsniveau und der optimalen Lösung des Zielkonfliktes zwischen Strömungsverlusten und Ladungsbewegung ist Gegenstand vieler Untersuchungen [34].

4 Brennverfahren für einen Ottomotor mit vollvariablem Ventiltrieb, Direkteinspritzung und Turboaufladung

Gegenstand der Untersuchungen dieser Arbeit ist das TVDI Brennverfahren, in dem erstmals die Kombination der Technologiebausteine:

- Turboaufladung
- VALVETRONIC
- Direkteinspritzung

realisiert wird. Im Folgenden soll das Potenzial dieses Brennverfahrens zur Erfüllung funktionaler Ziele bewertet werden. Dabei wird auf besondere Herausforderungen hingewiesen.

4.1 Konzept und Konfiguration

Abbildung 4.1 zeigt Brennraumkalotte, Kolbenoberfläche und Schnittdarstellungen vom Brennraum des 3,0l TVDI Reihensechszylinders mit einem Hub-Bohrungs-Verhältnis von 1,07.

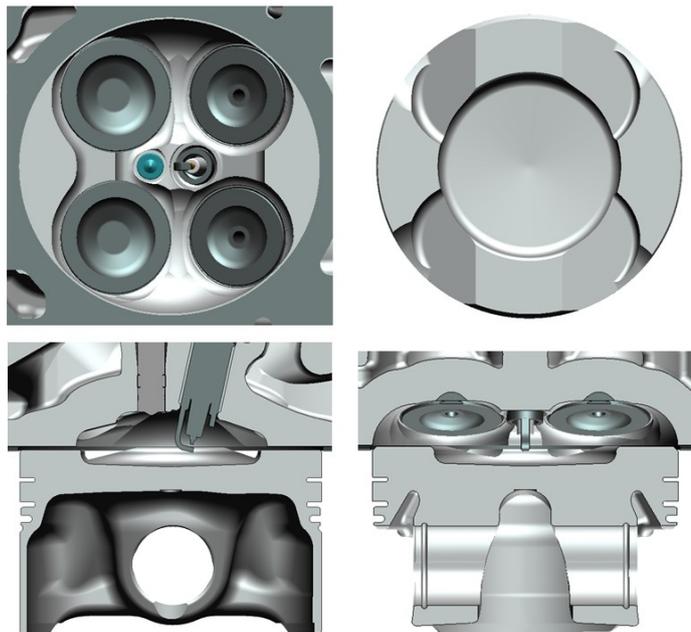


Abbildung 4.1: Brennraumgeometrie des 3,0l TVDI Reihensechszylinders.

4 Brennverfahren für einen Ottomotor mit vollvariablem Ventiltrieb, Direkteinspritzung und Turboaufladung

Der Vierventil-Dachbrennraum mit zentraler Injektor-Zündkerzen-Anordnung in Motorquerrichtung verfügt über ein- und auslasseitige Quetschflächen. Im hinteren Bereich der beiden Einlassventile ist der Brennraum vorgezogen, was als Maskierung bezeichnet wird. Die zwischen den Auslassventilen positionierte Luftfunkenzündkerze ist mit einer vorgezogenen Funkenlage versehen. Der Kolben ist mit einer Mulde und Ventiltaschen ausgeführt, die die mechanische Freigängigkeit bei großen Ventilüberschneidungen gewähren. Die siamesischen Einlasskanäle sind als Tumblekanäle konzipiert. Zur vollvariablen Ventilhubsteuerung wird die VALVETRONIC der dritten Generation eingesetzt, die durch spezielle Bearbeitung der Excenterwelle bei kleinen Ventilhuben unterschiedliche Ventilhubverläufe der beiden Einlassventile realisiert. Der Ventiltrieb verfügt weiterhin über Phasensteller zur stufenlosen Verdrehung der Ein- und Auslassnockenwelle und ermöglicht dadurch eine optimale Anpassung der Steuerzeiten an den jeweiligen Betriebspunkt. Der DI-Injektor ist als Mehrlochventil mit Spulenantrieb ausgeführt und für einen maximalen Einspritzdruck von 200bar ausgelegt. Eine weitere Schlüsselkomponente ist das Aufladesystem. Durch das zum Einsatz kommende bi-Turbo Konzept mit zwei kleinen Abgasturboladern, je einen für die Zylinder 1-3 und 4-6 wird aufgrund der Zündfolge (1-5-3-6-2-4) eine gegenseitige Ladungswechselbeeinflussung der Zylinder vollständig vermieden, was eine optimale Nutzung der Stoßaufladung ermöglicht.

4.2 Potenziale und Herausforderungen

Ausgehend von Serienmotoren soll basierend auf Veröffentlichungen und theoretischen Zusammenhängen das Potenzial des der Arbeit zu Grunde liegenden Brennverfahrens aufgezeigt und auf konzeptbedingte Herausforderungen hingewiesen werden.

4.2.1 Kraftstoffverbrauch

Ausgangsbasis für die Abschätzung des thermodynamischen Kraftstoffverbrauchspotenzials ist der aktuelle 3,0l Twin-Turbo R6 Ottomotor mit Piezo-Direkteinspritzung und Bi-VANOS, der bei Teillast gedrosselt betrieben wird. Vergleichend dazu ist in Abbildung 4.2 für zyklusrelevante Betriebspunkte der spezifische indizierte Kraftstoffverbrauch des 3,0l R6 Saugmotors mit Saugrohreinjection und mechanisch vollvariablen Einlassventiltrieb (VALVETRONIC) dargestellt.

4 Brennverfahren für einen Ottomotor mit vollvariablem Ventiltrieb, Direkteinspritzung und Turboaufladung

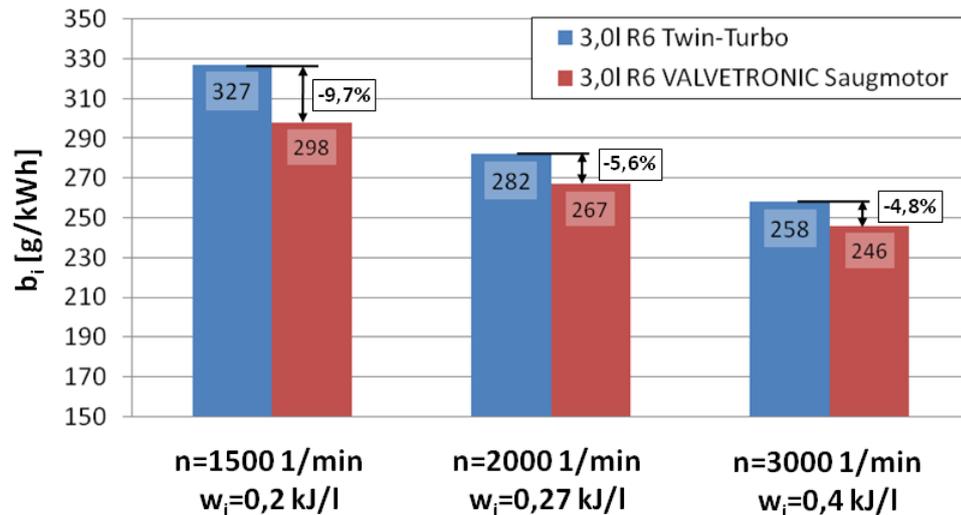


Abbildung 4.2: Spezifischer indizierter Kraftstoffverbrauch.

Der Vergleich zeigt die Vorteile des VALVETRONIC Motors im Teillastbetrieb, die sich folgendermaßen begründen:

- reduzierte Ladungswechselverluste
- optimierte Restgasverträglichkeit des Brennverfahrens
- Um 0,5 Einheiten höheres Verdichtungsverhältnis
- Bessere Gemischbildung aufgrund der Saugrohreinspritzung

Ein direkter Vergleich der beiden Motoren in der BMW 3er Serie (Handschaltgetriebe) zeigt im NEFZ-Fahrzyklus eine Reduktion des Kraftstoffverbrauches um ca. 6,5%. Eine vollständige Umsetzung des VALVETRONIC Verbrauchsvorteils am TVDI Brennverfahren erfordert jedoch eine bestmögliche Gemischbildung und hohe Restgasverträglichkeit des Brennverfahrens. Dazu müssen nachstehende Punkte analysiert und die relevanten Zusammenhänge gefunden werden:

- Sprayverhalten eines Mehrlochventiles in zentraler Injektorlage
- Interaktion Spray-Kolben bei unterschiedlichen Kombinationen
- Wechselwirkung Spray Ladungsbewegung
- Ladungsbewegungsart und Niveau im VALVETRONIC Betrieb

4.2.2 Emissionierung

Zur Einhaltung der gesetzlichen Emissionsgrenzwerte ist ein schnellstmöglicher Katalysator Light-off von entscheidender Bedeutung. Bei Turbomotoren wird dieser erschwert, da die Turbine als Wärmesenke wirkt. Die Fähigkeit des Brennverfahrens, diesen Nachteil durch eine entsprechende Katheizstrategie zu kompensieren, ist ein wesentliches Auslegungskriterium. In den Untersuchungen von Preuß [51] zeigte ein

4 Brennverfahren für einen Ottomotor mit vollvariablem Ventiltrieb, Direkteinspritzung und Turboaufladung

Vergleich verschiedener Brennverfahren hinsichtlich Abgastemperaturerhöhung im Katheizbetrieb das größte Potenzial für ein strahlgeführtes Verfahren mit zentraler Injektorlage. Die Vorteile begründeten sich dabei in dem frei wählbaren Einspritzzeitpunkt der zweiten Einspritzung, die zur Stabilisierung der Verbrennung in der Nähe des Zündzeitpunktes abgesetzt wird. Um die hierfür erforderliche Unabhängigkeit des Einspritzzeitpunktes von der Kolbenstellung zu erzielen, ist eine zentrale Injektorposition zwingend erforderlich. Basierend auf diesen Ergebnissen ist die zentrale Injektorposition beim TVDI Brennverfahren gesetzt, und damit eine wesentliche Voraussetzung für schnellstmöglichen Katalysator Light-off erfüllt. Abbildung 4.3 zeigt die Einspritzstrategie im Kat-Heizen und die funktionalen Vorteile hinsichtlich Reduktion der HC-Rohemissionen und Erhöhung des Abgasenthalpiestroms.

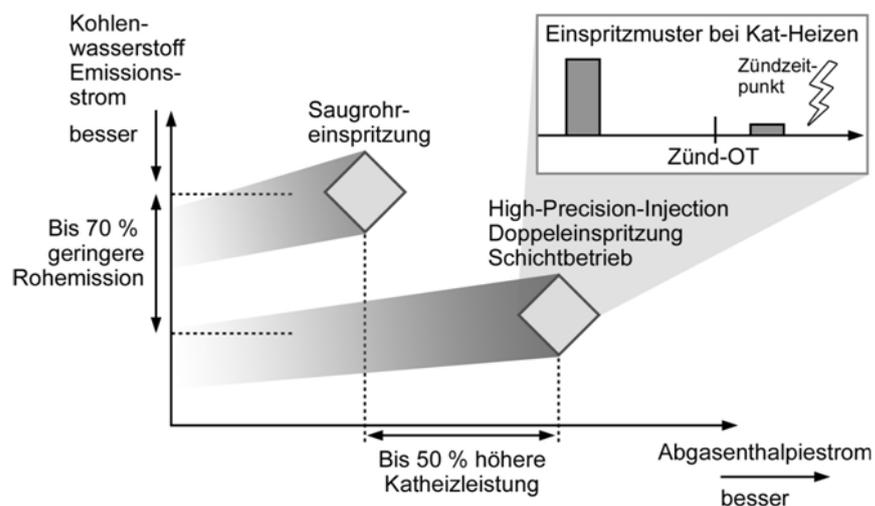


Abbildung 4.3: Potenzial durch Doppeleinspritzung im Katheizbetrieb [7].

Auf Basis der Untersuchungen von Preuß und der erzielten Entwicklungsergebnisse mit den turboaufgeladenen BMW R6-, V8- und V12-Ottomotoren wurde die zentrale Injektorlage als eine wesentliche Voraussetzung für die Emissionierung des TVDI-Brennverfahrens definiert. Im Vergleich zu den in Serie befindlichen A-Düsen mit Piezoantrieb zeigt das in dieser Arbeit eingesetzte Mehrlochventil mit Spulenantrieb eine deutlich veränderte Spraycharakteristik, bietet jedoch einige Freiheiten in der Auslegung, die in Kombination mit der Optimierung von Brennraumgeometrie und Ladungsbewegung zur Verbesserung der Gemischbildung und Restgasverträglichkeit eingesetzt werden können. Im Zuge dieser Arbeit sollen die für die Optimierung relevanten Zusammenhänge aufgezeigt und der Einfluss der wesentlichen Optimierungsparameter bewertet werden. Das TVDI Brennverfahren soll die

4 Brennverfahren für einen Ottomotor mit vollvariablem Ventiltrieb, Direkteinspritzung und Turboaufladung

Einhaltung aller aktuellen weltweiten Abgasgesetzgebungen ermöglichen und damit als Basis für ein Niedrigstmissionskonzept zur Erfüllung der SULEV Grenzwerte dienen.

4.2.3 Vollast und Response

Die Vollast- und Responseanforderungen sind:

- Hohes Drehmoment über ein breites Drehzahlband
- Potenzial für höchste spezifische Leistungen
- Spontanes Ansprechverhalten

Zur Erreichung dieser teilweise gegensätzlichen Ziele ist eine sorgfältige Ladungswechselauslegung und optimales Matching des Turboladers unabdingbar. Abbildung 4.4 zeigt den Vergleich der Vollastkurven des 3,0l Twin-Turbo Reihensechszylinders und des leistungsgleichen 4,0l V8 VALVETRONIC Saugmotors.

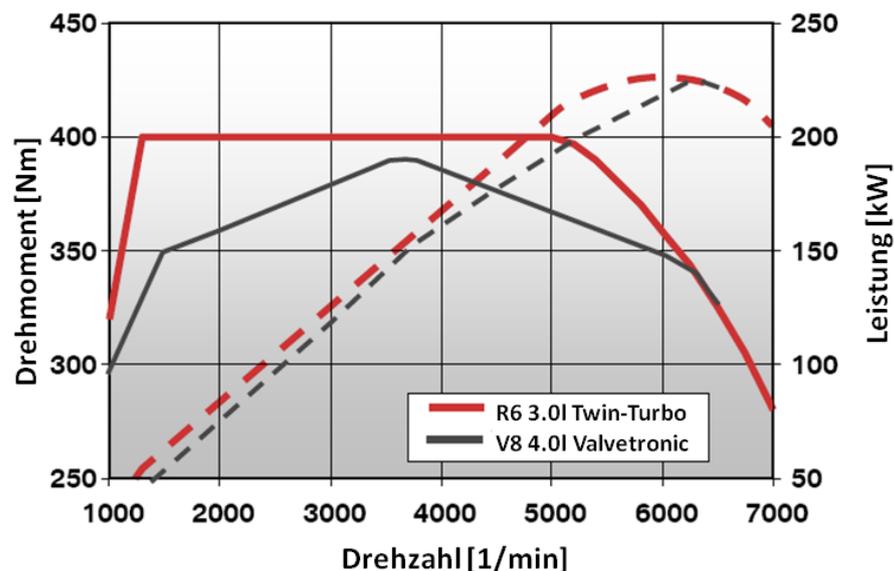


Abbildung 4.4: Vergleich Vollastkurve R6 Twin-Turbo und V8 Saugmotor.

Der Vergleich zeigt, dass die Vollastkurven des direkten Vorgängermotors bereits deutlich über denen eines hubraumgrößerer Saugmotors liegen. Das Konzept mit zwei kleinen Turboladern ermöglicht einen raschen Drehmomentaufbau bei Lastsprüngen im unteren Drehzahlbereich. Diese Auslegung führt zu einem Responseverhalten, das vergleichbar mit dem eines hubraumgrößerer Saugmotors ist und in Verbindung mit dem breiten Drehzahlband einen souveränen Fahreindruck vermittelt. Für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit wurde das Twin-Turbo Konzept eingesetzt und hinsichtlich einer weiteren Steigerung der stationären Vollastkurve bewertet. Im Gegensatz zum Vorgängermotor eröffnet der Einsatz der VALVETRONIC die Möglichkeit der Reduktion des

4 Brennverfahren für einen Ottomotor mit vollvariablem Ventiltrieb, Direkteinspritzung und Turboaufladung

Einlassventilhubes und damit der Einlasssteuerzeit. Vor allem bei niedrigen Drehzahlen bzw. Lastsprüngen aus der unteren Teillast ergibt sich daraus ein weiterer Freiheitsgrad zur Steuerung des Ladungswechsels und Formung der Ladungsbewegung. Damit sollte sich bei niedrigen Drehzahlen ein höheres saugmotorisches Volllastdrehmoment ergeben, was den Turboladerhochlauf begünstigt und ein noch spontaneres Ansprechen ermöglicht.

Bei der Auslegung und Bewertung des Brennverfahrens für den Volllastbetrieb liegt der Fokus auf geringer Klopfneigung, bestmöglicher Gemischbildung und Vermeidung von Ölverdünnung. Die dabei zur Optimierung relevanten Auslegungsparameter betreffen die Gestaltung der Brennraumgeometrie, die Ladungsbewegung, das Kraftstoffspray und die Einspritzstrategie. Speziell der Einsatz eines Mehrlochventils mit Spulenantrieb in zentraler Einbaulage eröffnet grundsätzliche Fragen in der Injektorauslegung, da dieses im Gegensatz zur A-Düse mit Piezoantrieb einige konzeptbedingte Abweichungen aufweist:

- Geringere Dynamik des Spulenantriebs
- Erhöhte Penetration des MLV-Sprays [35]
- Kleinere Durchflussspreizung des MLV-Injektors
- Flexible Anpassung des Sprays an die Brennraumgeometrie

5 Prüfstände, Versuchsträger und Analysemethoden

5.1 Prüfstände

Komponentenprüfstände

Um den Einspritzvorgang separiert von motorischen Quereinflüssen wie Ladungsbewegung, Interaktion mit der Brennraumwand und schnellen Druck- und Temperaturänderungen analysieren zu können, werden Untersuchungen an Komponentenprüfständen durchgeführt, die nahezu vollständige optische Zugänglichkeit bereitstellen und eine weitgehend freie, unabhängige Einstellung von Gegendruck, Gas-, Kraftstoff- und Injektortemperatur erlauben. Kraftstoffart, Einspritzdruck sowie Einspritzstrategie sind ebenfalls weitgehend frei wählbar. Die elektrische Ansteuerung der Injektoren erfolgt durch programmierbare Endstufen, um identische Strom- und Spannungsverläufe wie am Motorsteuergerät zu gewährleisten. Eine detaillierte Beschreibung der Einspritzkammern ist der Literatur zu entnehmen [36].

Motorprüfstände

Die Motorprüfstände sind mit Standardmesstechnik für die Messung von Drehzahl, Drehmoment, Temperaturen, Drücke, Abgasanalyse sowie Hoch- und Niederdruckindizierung ausgestattet. Eine ausführliche Darstellung der Einzylinderprüfstände inklusive der verwendeten Standardmesstechnik ist [37] zu entnehmen. Individuelle Erweiterungen für den Einsatz von Sondermesstechnik werden zusammen mit dem jeweiligen Messverfahren in 5.3 beschrieben.

5.2 Versuchsträger

Die verwendeten Versuchsmotoren sind, soweit nicht ausdrücklich erwähnt, hinsichtlich der thermodynamischen und brennverfahrensrelevanten Bauteile völlig identisch aufgebaut. Die Details zur Auslegung des Brennverfahrens wurden bereits in Kapitel 4 erläutert.

Einzyylinder Forschungsmotoren

Für Variantenuntersuchungen und den Einsatz von visualisierenden Sondermesstechniken wurden ein thermodynamischer Einzyylinder und ein Transparentmotor mit gleicher Spezifikation aufgebaut. Die technischen Daten sind in Tabelle 5.1 aufgelistet. Der optische Motor ist mit einem ungeteilten Quarzglasring ausgeführt, der der Brennraumdachkontur folgt.

Tabelle 5.1: Technische Daten Einzyylinder-Motoren

Motortyp	Thd-Einzyylinder	Opt-Einzyylinder
Arbeitsverfahren	Otto-Viertakt	Otto-Viertakt
Hub	89,6mm	89,6mm
Bohrung	82,5mm	82,5mm
Hubraum	478,97cm ³	478,97cm ³
Verdichtungsverhältnis	10,5	-
Einlassphasensteller	50-130 °KW n LOT	50-130 °KW n LOT
Auslassphasensteller	60-140 °KW v LOT	60-140 °KW v LOT
Max. Ventilhub E/A	9,7mm/9,7mm	9,7mm/9,7mm
Öffnungsdauer E/A	255°KW/261°KW	255°KW/261°KW
Ventilbetätigung	Rollenschlepphebel, HVA, Einlass- VALVETRONIC	Rollenschlepphebel, HVA, Einlass- VALVETRONIC
Direkteinspritzung	Mehrlochinjektor, zentrale Lage, 200 bar	Mehrlochinjektor, zentrale Lage, 200 bar
Saugrohreinspritzung	MPI, 5 bar	-
Max. Drehzahl	4000 1/min	3000 1/min
Max. Spitzendruck	120 bar	60 bar
Max. indizierter Mitteldruck	25 bar	8 bar
Motorsteuerung	Bosch ME 9.2.1	Bosch ME 9.2.1

Vollmotoren

Die zwei verwendeten Twin-Turbo Reihensechszylinder verfügen über den gleichen Ventilster und die gleiche Injektor-Zündkerzen Position und unterscheiden sich hinsichtlich Zylinderbohrung, Hubraum und Verdichtungsverhältnis. Der 3,0l Motor verfügt zusätzlich über eine Saugrohreinspritzung

Tabelle 5.2: Technische Daten Vollmotoren

Motortyp	2,9l	3,0l
Arbeitsverfahren	Otto-Viertakt	Otto-Viertakt
Zylinder	6	6
Hub	89,6mm	89,6mm
Bohrung	82,5mm	84mm
Hubraum	2873,8cm ³	2979,6cm ³
Verdichtungsverhältnis	10,5	10,2
Einlassphasensteller	50–120 °KW n LOT	50–120 °KW n LOT
Auslassphasensteller	60–115 °KW v LOT	60–115 °KW v LOT
Max. Ventilhub E/A	9,7mm/9,7mm	9,7mm/9,7mm
Öffnungsdauer E/A	255°KW/261°KW	255°KW/261°KW
Ventilbetätigung	Rollenschlepphebel, HVA, Einlass- VALVETRONIC	Rollenschlepphebel, HVA, Einlass- VALVETRONIC
Direkteinspritzung	Mehrlochinjektor, zentrale Lage, 200 bar	Mehrlochinjektor, zentrale Lage, 200 bar
Saugrohreinspritzung	-	MPI, 5 bar
Aufladung	Twin-Turbo	Twin-Turbo
Max. Drehzahl	7000 1/min	7000 1/min
Motorsteuerung	Bosch MEVD 17.2	Bosch MEVD 17.2 Bosch ME 9.2.1

5.3 Analysemethoden

Die zunehmende Komplexität neuer Brennverfahren erfordert bei deren Entwicklung den Einsatz moderner Analysewerkzeuge, die nachfolgend erläutert werden.

5.3.1 Thermodynamische Analysen

Druckverlaufsanalyse

Bei der Entwicklung neuer Brennverfahren und Betriebsstrategien ist die Berechnung des Brennverlaufs von zentraler Bedeutung für die Analyse der Verbrennung. Anhand des Brennverlaufs, der die kurbelwinkeldiskrete Umsetzung der im Kraftstoff enthaltenen chemischen Energie in Wärme beschreibt, lassen sich Kriterien für die Beurteilung der Verbrennung wie Brennbeginn, -geschwindigkeit, -dauer, Lage der Umsatzpunkte ableiten. Zur Berechnung des Brennverlaufs für das in Abbildung 5.1 dargestellte instationäre offene System des Brennraumes anhand eines nulldimensionalen Ansatzes nach Pischinger et.al. [38] verwendet man die Erhaltungssätze für Masse und Energie sowie die thermische Zustandsgleichung des Gases.

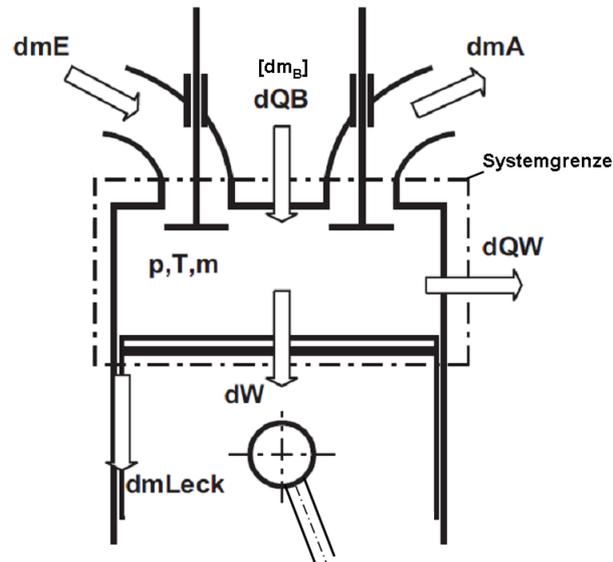


Abbildung 5.1: Thermodynamisches System des Brennraums

Massenerhaltung:

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{\dot{m}_E}{d\varphi} - \frac{\dot{m}_A}{d\varphi} - \frac{\dot{m}_{Leck}}{d\varphi} + \frac{\dot{m}_B}{d\varphi} \quad (\text{GL. 5-1})$$

Energieerhaltung:

$$-\frac{\gamma dV}{d\varphi} + \frac{\dot{Q}_B}{d\varphi} - \frac{\dot{Q}_W}{d\varphi} + \nu_E \frac{dm_E}{d\varphi} - \nu_A \frac{dm_A}{d\varphi} - \nu_A \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} = \frac{\dot{U}}{d\varphi} \quad (\text{GL. 5-2})$$

Thermische Zustandsgleichung:

$$p \frac{dV}{d\varphi} + \gamma \frac{dp}{d\varphi} = \nu R \frac{dT}{d\varphi} + \nu T \frac{dR}{d\varphi} + \gamma T \frac{dm}{d\varphi} \quad (\text{GL. 5-3})$$

Für die Berechnung des Brennverlaufs wurde das Programm PROMO-DVA [39] verwendet, in dessen Einzonenmodell die Ortsabhängigkeit der Zustandsgrößen Druck und Temperatur sowie der Stoffgrößen nicht berücksichtigt wird. Als Lösung der Differenzialgleichungen erhält man den zweiten Term in der Energiegleichung (GL. 5-2) als erste Ableitung der Brennstoffwärme nach dem Kurbelwinkel, den so genannten Brennverlauf.

Dazu benötigte Eingangsgrößen sind der gemessene Zylinderdruckverlauf sowie die Arbeitsgasmasse, deren Zusammensetzung und Zustand zu einem bestimmten Kurbelwinkel. Mit Hilfe der saug- und abgasseitig gemessenen Niederdruckverläufe liefert eine Ladungswechselrechnung mit PROMO den Restgasgehalt und die Masse der Zylinderladung. Die Bestimmung der Wärmeströme über die thermodynamischen Systemgrenzen (Brennraumwände) erfolgt nach dem Newton'schen Ansatz.

$$\dot{Q}_{(\varphi)} = \alpha_{\nu} A_{(\varphi)} (T_{G(\varphi)} - T_w) \quad (\text{GL. 5-4})$$

Der Wärmeübergangskoeffizient α wird nach dem Ansatz von Woschni [40] mit der Anpassung für den Niedriglastbereich von Huber [41] berechnet.

$$\alpha = 30 d^{-0,2} p^{0,8} T^{-0,53} (C_1 \nu_G)^{0,8} \quad (\text{GL. 5-5})$$

Verlustanalyse

Ein Entwicklungsschwerpunkt neuer Brennverfahren liegt in der Reduzierung des Kraftstoffverbrauches und der Abgasemissionen. Eine detaillierte Analyse des Arbeitsprozesses mit einer quantifizierten Aussage über die verschiedenen Einzelverluste liefert dabei die Basis für eine Bewertung des Brennverfahrens und den Ausgangspunkt für weitere Verbesserungsmaßnahmen. Eine thermodynamische Verlustteilung zeigt ausgehend vom theoretisch maximal erreichbaren Wirkungsgrad des vollkommenen Motors (GL. 5-7) die einzelnen Prozessverluste (GL. 5-9) bis hin zum indizierten Wirkungsgrad des wirklichen Motors (GL. 5-8). Die Verluste werden dabei als Wirkungsgraddifferenzen dargestellt. Es sei an dieser Stelle ausdrücklich darauf hingewiesen, dass der theoretische

Vergleichsprozess (GL. 5–6) vom Wirkungsgrad des vollkommenen Motors (GL. 5–7) abweicht.

$$\eta_{th,V} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma}} \quad (\text{GL. 5-6})$$

$$\eta = \frac{W_V}{Q_{Bv}} \quad (\text{GL. 5-7})$$

$$\eta = \frac{W_i}{Q_B} \quad (\text{GL. 5-8})$$

Die Annahmen für die Berechnung der einzelnen p–V–Diagramme und somit der Arbeiten der Vergleichsprozesse sind [38] [42] zu entnehmen. Die Bezeichnung der einzelnen Verluste wird im Anschluss aufgelistet.

$$\eta = 1 - \Delta \eta_{Lr} - \Delta \eta_{Lz} - \Delta \eta_{Lr} - \Delta \eta_{Lw} - \Delta \eta_{Leck} - \Delta \eta_{L} - \Delta \eta_{Lr} \quad (\text{GL. 5-9})$$

- $\Delta \eta_{Lr}$ Verlust durch reale Ladung
- $\Delta \eta_{Lz}$ Verlust durch unvollkommene Verbrennung
- $\Delta \eta_{Lr}$ Verlust durch realen Verbrennungsablauf
- $\Delta \eta_{Lw}$ Wandwärmeverlust
- $\Delta \eta_{Leck}$ Leckageverlust
- $\Delta \eta_{L}$ Überströmverlust (bei Kammermotoren)
- $\Delta \eta_{Lr}$ Ladungswechselerlust

5.3.2 Sondermesstechnik

Fast Response FID

Für die Erfassung kurbelwinkelaufgelöster HC–Verläufe während der Ausschleppphase wurde das Fast Response FID, HFR500 der Firma Cambustion verwendet [43]. Die Probenentnahme erfolgte in einem Abstand von ca. 70mm nach dem Auslassventil. Durch die Anbindung an das Indiziersystem werden die HC–Konzentrationsverläufe erfasst und aufgezeichnet. Der charakteristische Verlauf der HC–Emission lässt Rückschlüsse auf die Entstehungsquellen zu [44]. Bei der Messung von Einzelzyklen lässt sich dadurch bei zusätzlicher Aufzeichnung von Einspritz- und Zündsignal mit der in [45] vorgestellten Methode die im Brennraum gespeicherte Kraftstoffmasse bestimmen. Die Bestimmung des HC–Massenstromes lässt sich mit Hilfe des in PROMO berechneten Abgasmassenstromes nach (GL. 5–10) durchführen.

$$m_{HC} = \frac{\eta_{Abg} \cdot m_{molHC} \cdot c_{HC} \cdot R_{Abg} \cdot T_{mol}}{V_{mol} \cdot T_{mol}} \quad (\text{GL. 5-10})$$

Sämtliche Untersuchungen mit dem fast Response FID in dieser Arbeit wurden am thermodynamischen Einzylinder-Motor durchgeführt.

Visiolution

Mit Hilfe der als Visiolution bezeichneten passiven Flammenmesstechnik erhält man aus der Intensität der Flammenstrahlung wichtige Informationen über den Ablauf der Verbrennung [46]. Der Zugang zum Brennraum erfolgt dabei über Lichtleiterzündkerzen. Dieses minimal-invasive Messverfahren wurde am Vollmotor eingesetzt und bietet in Kombination mit der klassischen Indiziermesstechnik eine Analysemethode, die bei geringfügigsten geometrischen Änderungen zum Serienmotor einen hohen Informationsgehalt der Messergebnisse bietet und im gesamten Drehzahl- und Lastbereich eingesetzt werden kann. Die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Messzündkerzen sind in Abbildung 5.2 dargestellt.

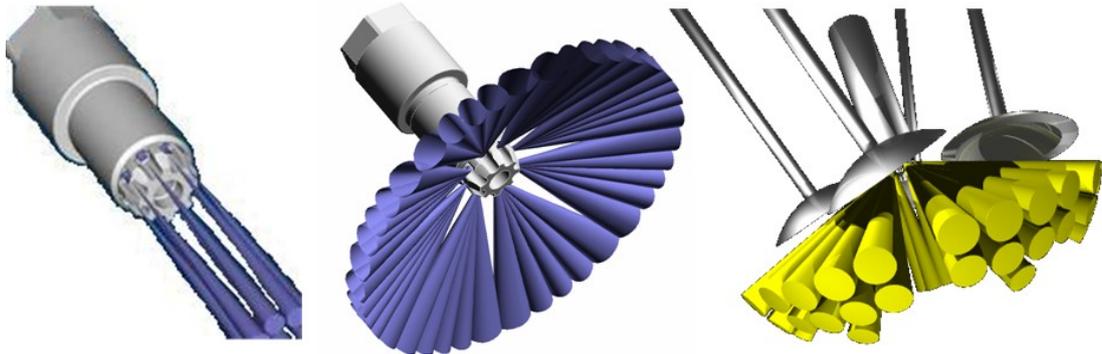


Abbildung 5.2: Messzündkerzen: VisioFlame, VisioKnock, 80-Kanal Hybrid [46]

Lokale Kraftstoffkonzentrationsmessung

Für die kurbelwinkelaufgelöste Bestimmung des lokalen Verbrennungsluftverhältnisses am Zündort wurde ein faseroptischer Zündkerzensensor der Fa. LaVision eingesetzt [47]. Das Messprinzip dieser In-situ-Gasanalytik ist ein für HC-Moleküle charakteristisches starkes Absorptionsvermögen von infraroter Strahlung mit einem spektralen Wellenlängenbereich von ca. 3,4µm. Abbildung 5.3 zeigt die Anordnung der Lichtleiterfasern in der Zündkerze und den Ort der Messstrecke direkt neben dem Funkenort.

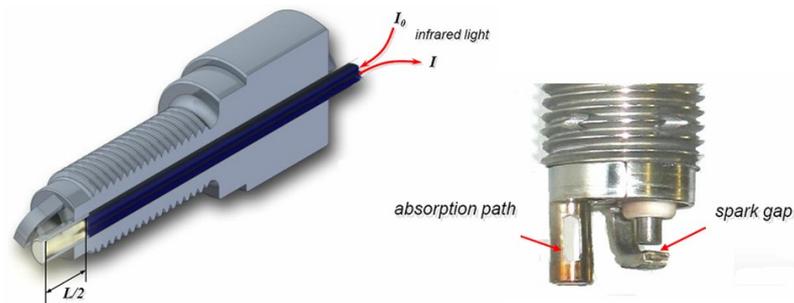


Abbildung 5.3: Faseroptischer Zündkerzensensor [47].

Die gemessene Lichtabsorption ist nach (GL. 5-11) direkt proportional zur Kraftstoffkonzentration c_{KST} im Messvolumen.

$$\ln\left(\frac{I_0}{I}\right) = \sigma \cdot L \cdot c_{KST} \quad (\text{GL. 5-11})$$

Die simultane Erfassung des Zylinderdruckes und der Ladungsmasse zu Einlass schließt ermöglicht in einem weiteren Schritt die Berechnung eines relativen Lambdaverlaufes, der im Anschluss durch eine Referenzmessung mit $\lambda=1$ und optimaler Gemischhomogenisierung auf ein absolutes Niveau eingepasst werden kann.

Brennraumendoskopie

Im Rahmen dieser Arbeit wurde der thermodynamische Einzylinder-Motor für den Einsatz einer Highspeed-Endoskopie adaptiert. Abbildung 5.4 zeigt eine Ansicht von unten auf den Brennraum. Im Bild links erkennt man das Endoskop und die beiden flankierenden Beleuchtungen. Das Licht der dritten Beleuchtungseinheit wird zwischen den beiden Einlassventilen eingekoppelt. Der Drucksensor befindet sich auf der rechten Seite.

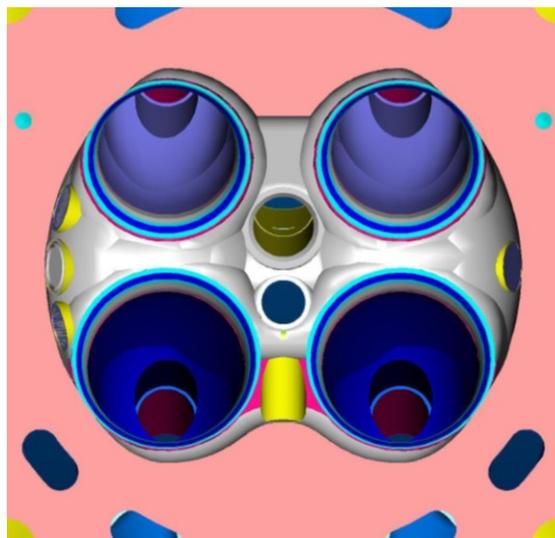


Abbildung 5.4: Ansicht von unten auf den Zylinderkopf des Einzylinder-Motors

Ein Aufbau-, und Triggerschema sowie die technischen Details der verwendeten Komponenten finden sich in [48].

Eine Einbindung des gemessenen HC-Verlaufs in das Triggerschema ermöglicht eine einzelzyklenbasierte Erfassung von Hoch- und Niederdruckindizierung, Einspritztiming, Verbrennungsluftverhältnis an der Zündkerze, Visualisierung der Verbrennung und HC-Verlauf in der Ausschiebephase.

Flammeneigenleuchten

Zur Visualisierung der Flammenausbreitung im Brennraum wurde das Flammeneigenleuchten im Transparentmotor untersucht. Es wurde dabei das OH-Radikal als Indikator der Flammenfront verwendet und dessen UV Eigenleuchten mit Hilfe geeigneter spektroskopischer Filter und einer intensivierten CCD-Kamera aufgezeichnet. Eine detaillierte Beschreibung des Messverfahrens und der ablaufenden Prozesse ist in [49], [50] dargestellt.

Laserinduzierte Fluoreszenz (LIF)

Diese Messtechnik wurde im Zuge der Transparentmotoruntersuchungen zur Gemischbildung eingesetzt. LIF wird dabei zur Visualisierung der Flüssig- und Gasphase während der Einspritzung und der weiteren Gemischbildung verwendet. Unter bestimmten Voraussetzungen erhält man damit quantitative Aussagen zum örtlichen Luftverhältnis im betrachteten Lichtschnitt. Das Messprinzip beruht auf einem zweistufigen Prozess, in dem die Moleküle des dem Kraftstoff beigemischten Tracers durch Laserlicht in einen elektronisch angeregten Zustand versetzt werden, den sie unter Aussendung eines Photons sofort wieder verlassen. Das dabei emittierte Licht ist phasenverschoben und wird von einer CCD-Kamera erfasst. Eine detaillierte Beschreibung des Messprinzips und die Voraussetzungen für eine Quantifizierbarkeit der Messungen sind der Literatur zu entnehmen [50].

6 Analyse von Gemischbildung und Verbrennung im Katheizbetrieb

Die Anforderungen an den Katheizbetrieb nach einem Kaltstart sind im Wesentlichen ein möglichst schneller Katalysator Light-Off und geringste Rohemissionen bei vertretbarer Laufruhe. Dazu wird der Motor mit hoher Füllung und sehr späten Zündwinkeln betrieben. Aus der wirkungsgradungünstigen späten Verbrennung ergibt sich ein großer Abgasmassenstrom mit hoher Abgastemperatur. Bei Turbomotoren bedingt der zusätzliche Wärmeverlust aufgrund der Turbine eine weitere Verschärfung der Anforderungen im Katheizbetrieb. Deswegen verfolgt man hier eine sehr aggressive Katheizstrategie mit späten Zündwinkeln von bis zu 35 °KW nach ZOT. Abbildung 6.1 zeigt vom 3,0l Vollmotor den Verlauf des HC-Massenstroms über dem Abgasenthalpiestrom (der das Produkt aus dem Abgasmassenstrom, der spezifischen Wärmekapazität des Abgases und der Abgastemperatur ist) am Beispiel einer Zündwinkelvariation im Katheizbetrieb mit einem Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda=1,05$.

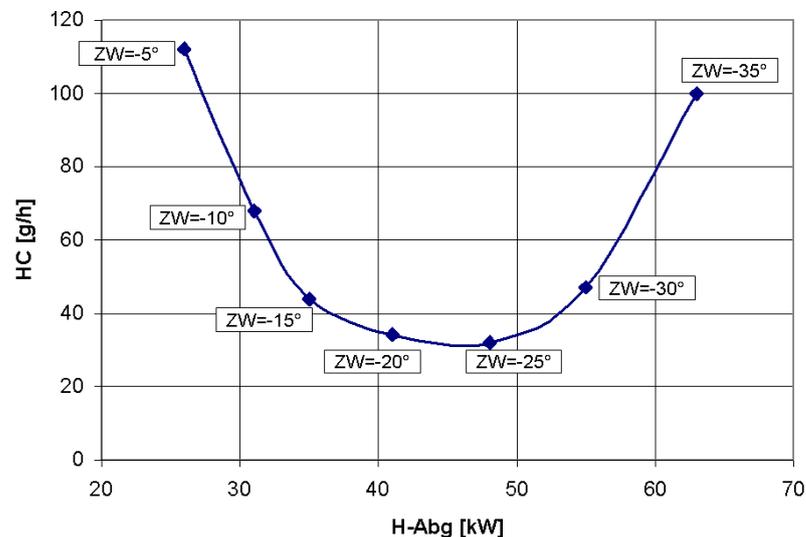


Abbildung 6.1: HC-Massenstrom über Abgasenthalpiestrom bei $n=1200$ 1/min, $w_i=0,25$ kJ/l.

Während zunehmend spätere Zündwinkel eine kontinuierliche Zunahme des Abgasenthalpiestroms bewirken, zeigen die HC-Emissionen einen parabelförmigen Verlauf. Durch den späteren Zündzeitpunkt wird die Verbrennung zu späteren Kurbelwinkelbereichen verschoben und verlangsamt, was ein späteres Brennende mit hohen Abgastemperaturen

bewirkt. Dadurch ergeben sich günstige Bedingungen für die Nachoxidation von Kohlenwasserstoffen, was zu einer Abnahme der HC-Emissionen führt. Bei sehr späten Zündwinkeln ($>25^\circ\text{KW}$ nach ZOT) verschlechtern sich zunehmend die Entflammungsbedingungen, wodurch die Verbrennungsstabilität sinkt und der Motor an seine Laufgrenze gerät, was einen neuerlichen Anstieg der HC-Emissionen zur Folge hat. Zusätzlich bedingt eine Spätverschiebung der Zündung bei konstanter Last eine gleichzeitige Anhebung der Zylinderfüllung und damit auch der Einspritzmenge, wodurch sich die Anforderungen an die Gemischbildung zunehmend vergrößern.

6.1 Einfluss der Ventilsteuerzeiten auf die Verbrennung

Die Freiheitsgrade des Ventiltriebs ermöglichen die interne Rückführung hoher Restgasraten. Während Einlassventilhub und Einlassspreizung (VSE) die steuernden Parameter für Füllung und Ladungsbewegung sind und nur geringe Einflüsse auf den Restgasgehalt zeigen, ist die Auslassspreizung (VSA) der dominierende Stellhebel für die interne AGR-Rate. Eine Spreizungsvariation über den gesamten Verstellbereich der beiden Phasensteller mit einer Schrittweite von 10°KW soll den Einfluss der Ventilspreizungen auf die Verbrennung zeigen. Dabei wurde bei einer Drehzahl von $n=1200\text{ 1/min}$ und einem konstant gehaltenen Zündwinkel von -20°KW v. ZOT die Last von $w_i=0,25\text{ kJ/l}$ durch den Einlassventilhub eingestellt. Der THD-Einzylindermotor wurde stationär gekühlt bei konstantem Luftverhältnis $\lambda=1,05$ betrieben. Bei der gewählten Einspritzstrategie handelt es sich um eine Zweifacheinspritzung, bei der eine Kleinmenge (Massenanteil ca. 15%) als Zündeinspritzung mit $\text{EOI}_2=\text{ZZP}$ und die restliche Kraftstoffmasse im Saughub ($\text{SOI}=260^\circ\text{KW}$ v. ZOT) mit 125 bar eingespritzt werden. In Abbildung 6.2 sind Variationskoeffizient der indizierten Arbeit (VaK), NO_x -Emissionen, Abgasenthalpiestrom und HC-Emissionen in Isolinien Kennfeldern über Ein- und Auslassspreizung dargestellt. Mit kleinerer Auslassspreizung verschiebt sich der maximale Ventilhub in Richtung Ladungswechsel-OT, wodurch sich ein späteres Auslassschließen (nach LWOT) ergibt. Je länger das Auslassventil in der Ansaugphase geöffnet bleibt, umso mehr Restgas wird aus dem Auslasskanal rückgesaugt. Durch den steigenden Restgasanteil erhöht sich die Inertgasmasse, wodurch die Spitzentemperaturen während der Verbrennung sinken und damit auch die Stickoxidbildung reduziert wird. Weiters verlangsamt sich mit höherem Inertgasanteil der Brennverlauf, was eine vollständigere Umsetzung und somit Absenkung der Kohlenwasserstoffemissionen bedeutet.

6 Analyse von Gemischbildung und Verbrennung im Katheizbetrieb

Zur Aufrechterhaltung der Last muss wegen des schlechteren Wirkungsgrades aufgrund langsamerer Verbrennung bei konstant gehaltenem Zündwinkel die Luftmasse erhöht werden, was eine Zunahme des Abgasenthalpiestromes bewirkt und die Nachoxidation der HC-Emissionen weiter begünstigt.

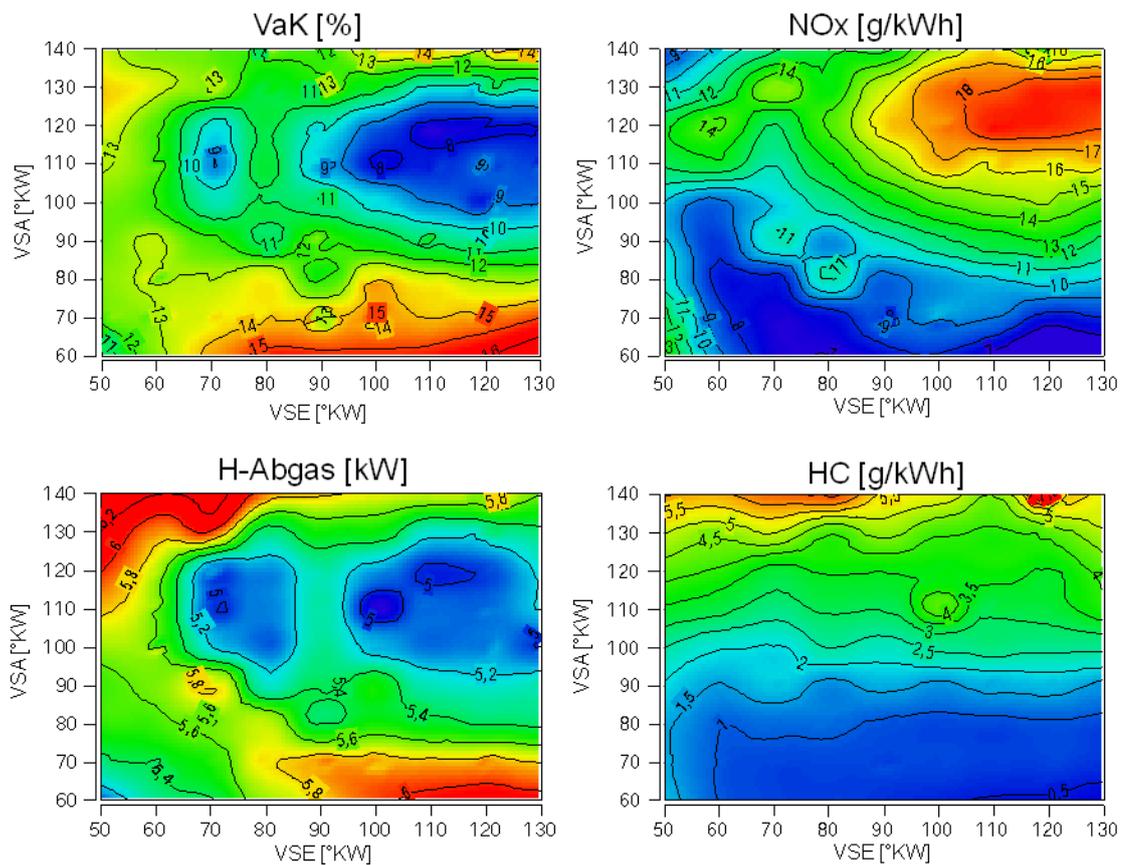


Abbildung 6.2: Spreizungsvariation bei $n=1200$ 1/min, $w_i=0,25$ kJ/l, $ZZP = -20$ °KW v.ZOT

Diesen durchwegs positiven Auswirkungen der Erhöhung des Restgasanteils steht eine zunehmend schlechtere Laufruhe gegenüber. Um die eindeutigen Vorteile des Katheizbetriebs mit hohem Restgasanteil weitestgehend zu nutzen, ist es wichtig die Verbrennung zu stabilisieren und so die Laufruhe zu verbessern und durch optimierte Gemischbildung die Rohemissionen weiter zu senken.

6.2 Variation der Einspritzparameter

In den Untersuchungen von Preuß [51] werden in Abhängigkeit vom betrachteten Brennverfahren unterschiedlich große Potenziale für die Mehrfacheinspritzung im Katheizbetrieb ausgewiesen. Die breitesten Applikationsgrenzen und besten Funktionsergebnisse werden dabei mit zentraler Injektorlage und piezogetriebener A-Düse erzielt. Das in dieser Arbeit betrachtete Brennverfahren zeigt erstmals den Einsatz eines Mehrlochventils in zentraler Injektorlage. Das im Gegensatz zur A-Düse gänzlich andere Sprayverhalten des Mehrlochventils ergibt ein geändertes Systemverhalten mit differierenden Applikationsgrenzen und Möglichkeiten, die im Folgenden diskutiert werden. Die Untersuchungen zum Einfluss der Applikationsparameter wurden mit einem symmetrischen 6-Loch-Spray (V2) mit stationärem Durchfluss $Q_{\text{stat}}=20\text{ccm/s @ }100\text{bar}$ in Kombination mit einer breiten und flachen Kolbenmulde (K1) durchgeführt.

6.2.1 Zeitpunkt und Menge der Zündeinspritzung

Die in der Nähe des Zündzeitpunktes abgesetzte Einspritzung dient der Verbesserung der Laufruhe bei späten Zündwinkeln und zeigt große Sensitivität auf den Ablauf der Verbrennung und die Emissionsbildung. Abbildung 6.3 zeigt eine EOI₂-Variation im Betriebspunkt $n=1200\text{ 1/min}$, $w_i=0,25\text{ kJ/l}$ für zwei unterschiedliche Kraftstoffmassen in der zweiten Einspritzung. SOI₁ wurde mit $270^\circ\text{KW v. ZOT}$ so gewählt, dass eine Benetzung des Kolbens mit flüssigem Kraftstoff gänzlich vermieden wird. Der gewählte Einspritzdruck beträgt 125 bar . Der Motor wird mit einem globalen Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda=1,05$ betrieben, um die Nachoxidation der Kohlenwasserstoffe zu verbessern.

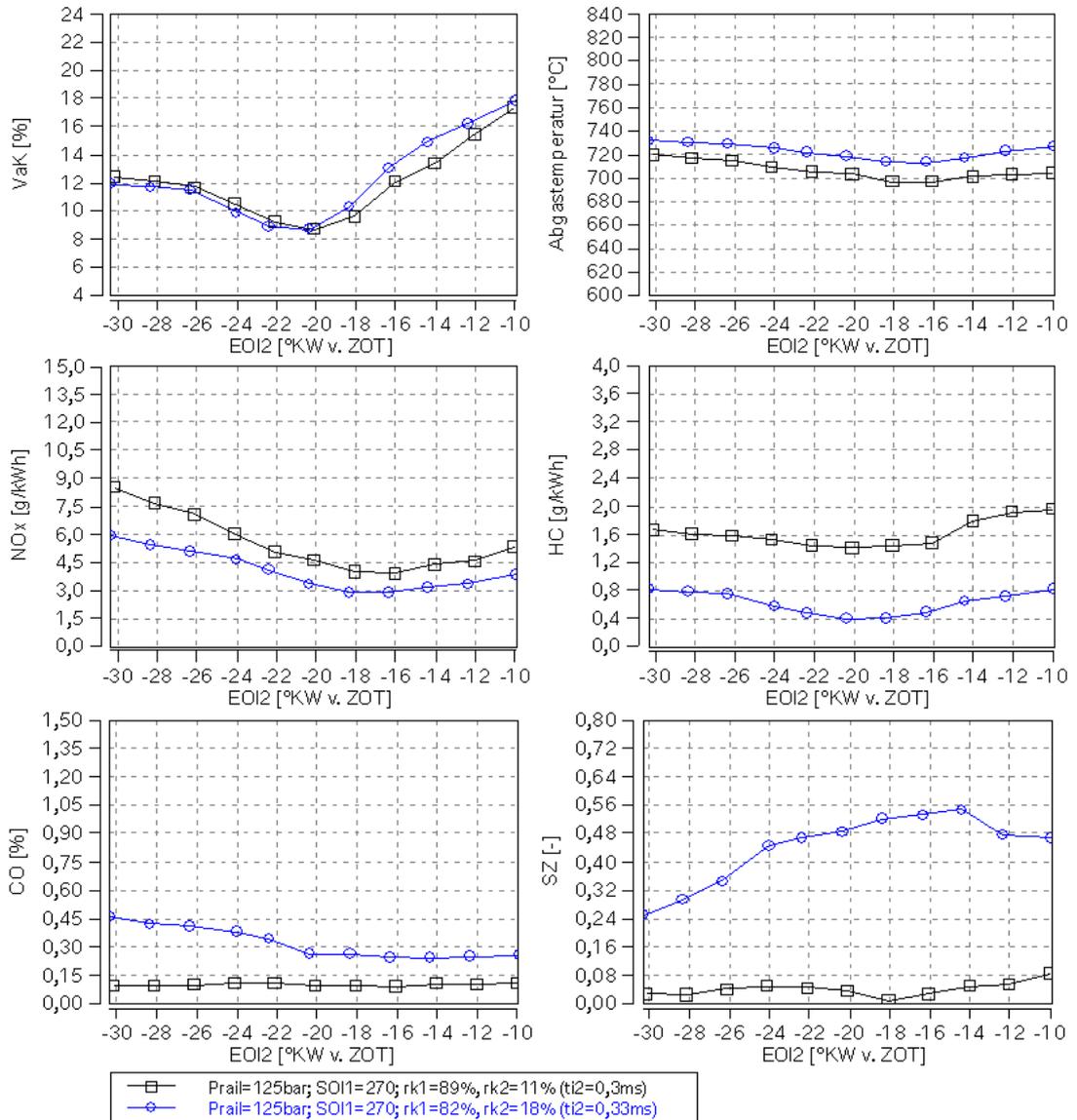


Abbildung 6.3: EOI2-Variation bei $n=1200$ 1/min, $w_i=0,25$ kJ/l, ZZP=-20 °KW v.ZOT, $\lambda=1,05$

Laufruhe

Die besten Laufruhewerte ergeben sich für -24 °KW < EOI2 < -18 °KW, wobei die Kraftstoffmasse der zweiten Einspritzung in diesem Bereich wenig Einfluss zeigt. Die Ursachen sind die lokale Gemischanreicherung am Zündort und die durch die zweite Einspritzung entstehende Turbulenz, was die Zündbedingungen verbessert und eine stabilere Flammenkernbildung bewirkt. Bei EOI2 deutlich vor ZZP trifft der Kraftstoff der zweiten Einspritzung in die Kolbenmulde und wird von dieser nach außen umgelenkt. Das zum ZZP an der Zündkerze vorliegende Gemisch wird deswegen überwiegend von der ersten – im Saughub abgesetzten – Einspritzung definiert. Aufgrund dessen erzeugt die Einspritzstrategie mit höherem rk1 ein fetteres Grundgemisch, was eine stabilere Entflammung

und bessere Laufruhe ergibt. Mit $EOI2 < -24$ °KW v. ZOT erfolgt die zweite Einspritzung unmittelbar in den bereits gebildeten Flammenkern, wodurch die Verbrennung angefacht und stabilisiert wird. Mit größerem t_{i2} erhöhen sich dabei die in den Flammenkern eingespritzte Kraftstoffmasse und die eingebrachte Turbulenz, was die Verbrennung stabilisiert. Bei diesen Zusammenhängen spielen Kolbenform und Spraylayout eine große Rolle (siehe Kapitel 6.3.1 und 6.4).

Abgastemperatur und Emissionen

Ein größeres $rk2$ bewirkt automatisch eine leichte Abmagerung des homogenisierten Grundgemisches in den Brennraumrandzonen. Daraus resultieren ein langsamerer Ausbrand und etwas höhere Abgastemperaturen, wodurch die HC-Emissionen aufgrund verbesserter Nachoxidation gesenkt werden. Der mit größerem $rk2$ ausgeprägtere Schichtungseffekt erzeugt gezielt fette und magere Gemischbereiche. Hier kommt es zwar in Abhängigkeit vom lokal vorherrschenden Luftverhältnis in unterstöchiometrischen Zonen zur CO-Bildung, jedoch wird die NO_x-Bildung reduziert, da kaum Bereiche existieren, in denen das – für die Stickoxidbildung günstige – globale Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda = 1,05$ auch lokal vorliegt. Zunehmend spätere $EOI2$ nach ZYP bewirken einen größeren Zündverzug und eine zu späteren Kurbelwinkeln hin verschobene Verbrennungslage, wodurch zur Beibehaltung der indizierten Arbeit die Zylinderfüllung erhöht werden muss. Dadurch ergeben sich trotz der späteren Schwerpunktlage höhere Spitzentemperaturen, was den Anstieg der NO_x-Emissionen mit späterem $EOI2$ erklärt und eine deutliche Erhöhung des Abgasenthalpiestroms bewirkt. Die in Abbildung 6.4 dargestellten Brennverläufe belegen diesen Zusammenhang. Da die zweite Einspritzung unmittelbar in der Nähe des Zündzeitpunktes erfolgt, liegen große Anteile des eingespritzten Kraftstoffes während der Verbrennung noch in flüssiger Form vor. Durch deren diffusionskontrollierte Verbrennung kommt es zur Rußbildung. Die Kraftstoffmasse der zweiten Einspritzung bildet somit den relevanten Stellhebel für die Höhe der Rußemissionen. Aufgrund des mit spätem $EOI2$ zunehmenden Abgasenthalpiestroms wird die Nachoxidation der Rußpartikel begünstigt, was deren Abnahme mit spätem $EOI2$ begründet. Ein weiterer positiver Einfluss auf die Rußemissionen bei spätem $EOI2$ ist der größere Abstand zwischen Injektor und Kolben, was die Kolbenbenetzung reduziert.

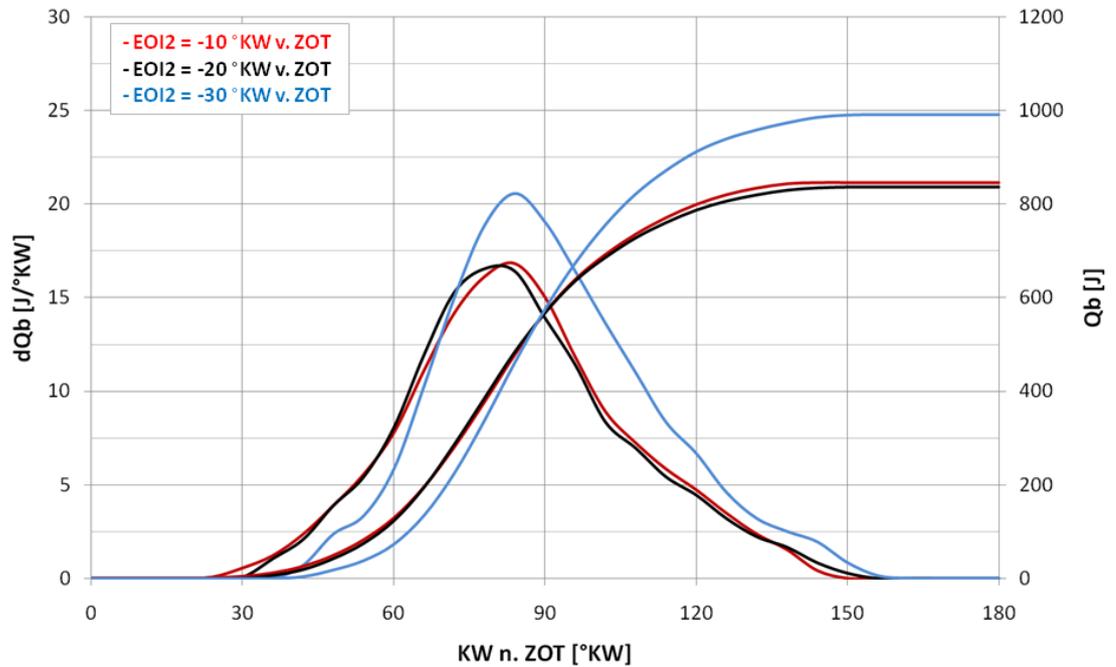


Abbildung 6.4: Brennverläufe für EOI2-Variation.

6.2.2 Dreifacheinspritzung

Durch die Applikation einer Dreifacheinspritzung soll geklärt werden, ob eine Aufteilung der ersten Einspritzung zusätzliche Möglichkeiten eröffnet. Abbildung 6.5 zeigt die Variation des Einspritzbeginns der zweiten Einspritzung (SOI2) im Betriebspunkt $n=1200$ 1/min, $w_i=0,25$ kJ/l für zwei unterschiedliche Kraftstoffmengenaufteilungen. Die zweite Einspritzung wurde dabei beginnend im unmittelbaren Anschluss an die erste Einspritzung kontinuierlich in Richtung ZOT verschoben.

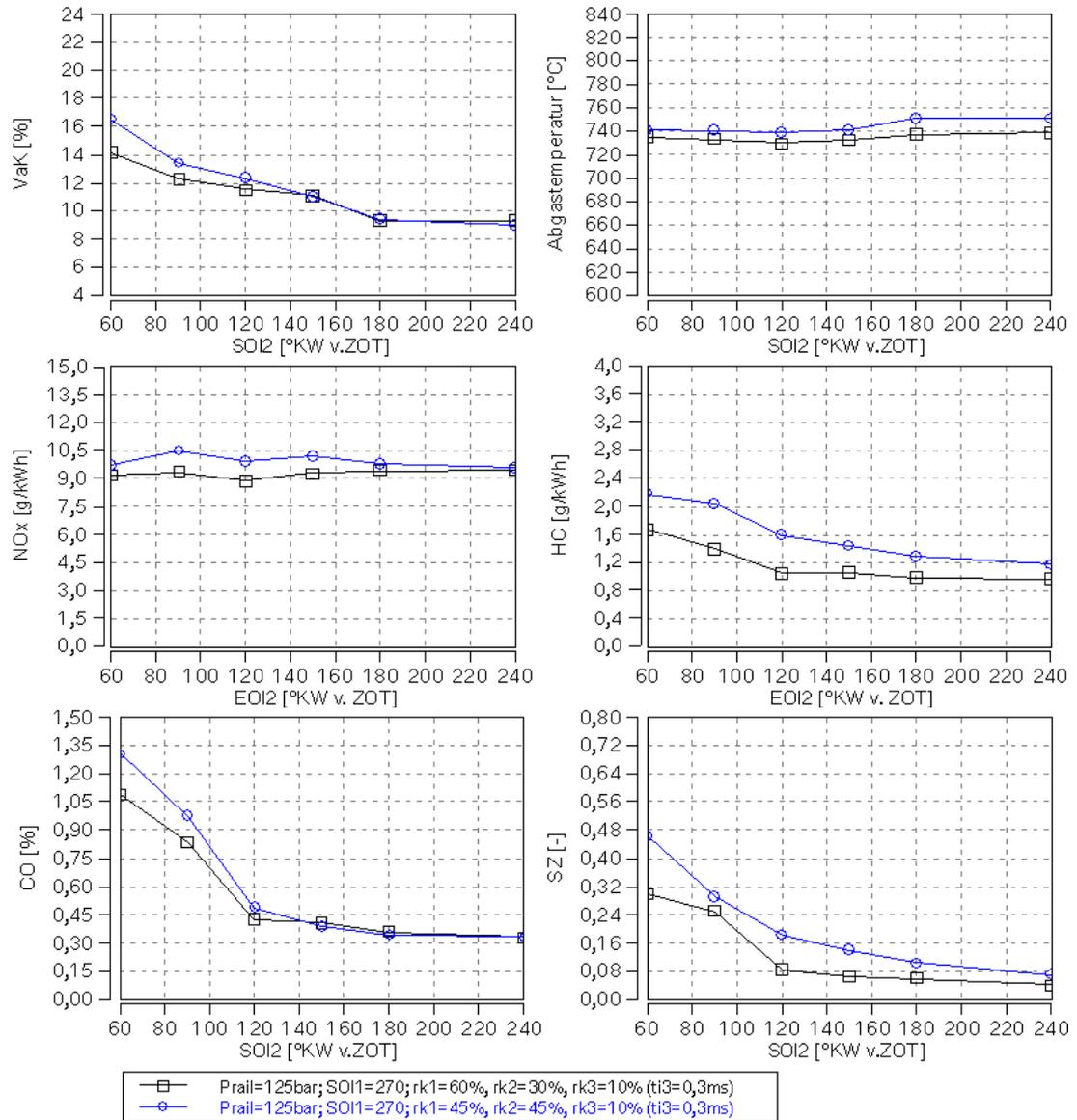


Abbildung 6.5: SOI2-Variation bei $n=1200$ 1/min, $w_i=0,25$ kJ/l, ZZP=-20 °KW v.ZOT

Laufruhe

Mit $SOI2 > 180$ °KW v. ZOT (erste und zweite Einspritzung im Saughub) ergibt sich keine Veränderung gegenüber Doppelspritzung. Erfolgt die zweite Einspritzung in der Kompressionsphase, verschlechtert sich die Laufruhe zunehmend mit späterem Einspritzbeginn und größerer Kraftstoffmasse.

Abgastemperatur und Emissionen

Die mit späterem $SOI2$ und höherem $rk2$ zunehmende Gemischschichtung führt zu einem Anstieg der CO-Emissionen. Durch die kurze Gemischbildungszeit der zweiten Einspritzung wird der darin eingebrachte

Kraftstoff nicht mehr vollständig aufbereitet, was einen Anstieg der HC- und Rußemissionen bedeutet. Bei $SOI2 < 90^\circ$ KW v. ZOT ergibt sich zusätzlich eine Benetzung des Kolbens mit flüssigem Kraftstoff, was zu einem massiven Anstieg der Rußemissionen führt. Abgastemperatur und Stickoxidemissionen bleiben nahezu konstant.

6.3 Spraylayout und Durchfluss

6.3.1 Spraylayout

Die gestalterischen Freiheiten von Mehrlochinjektoren hinsichtlich Anzahl und Ausrichtung der einzelnen Spraykeulen eröffnen die Möglichkeit der gezielten Anpassung des Sprays an Brennraumgeometrie und Ladungsbewegung. Speziell für den Katheizbetrieb mit nahe um OT liegender Einspritzung ist eine sorgfältige Betrachtung von Spraylayout und Kolbengeometrie immens wichtig. Abbildung 6.6 zeigt verschiedene Sprayvarianten, die am Einzylinder-Motor untersucht wurden.

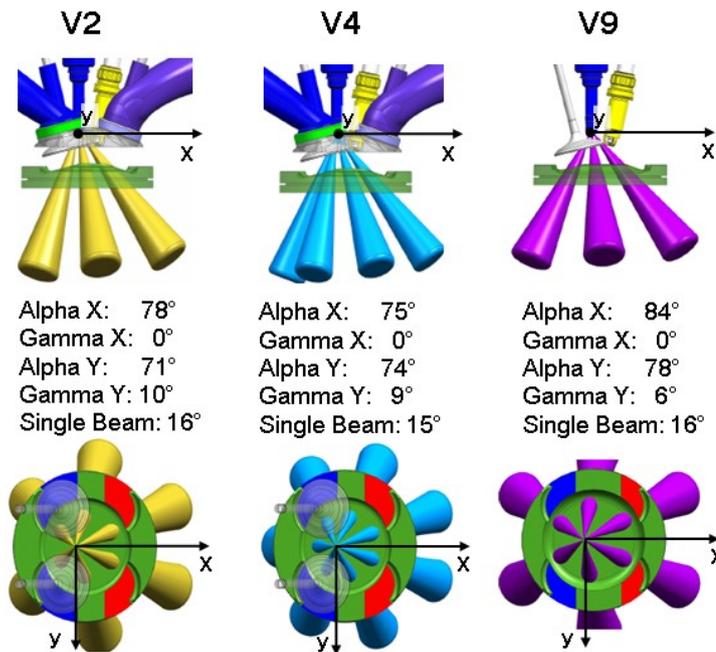


Abbildung 6.6: Übersicht Sprayvarianten

Die Varianten V2 und V4 zeigen eine über den Umfang symmetrische Verteilung der Einzelspraykeulen und unterscheiden sich in der Anzahl der Spritzlöcher. Variante V9 weist ein deutlich weiteres Spray mit größeren Lufträumen zwischen den Einzelkeulen auf. Die Winkelangaben beziehen sich auf den einhüllenden Kegelwinkel und dessen Verkippung bei entsprechender Projektionsrichtung, sowie die Spraykegelwinkel der Einzelspraykeulen.

6 Analyse von Gemischbildung und Verbrennung im Katheizbetrieb

Eine EOI2-Variation im Betriebspunkt $n=1200$ 1/min, $w_i=0,25$ kJ/l, ZZP=-20 °KW v. ZOT ist in Abbildung 6.7 dargestellt und zeigt die Funktionsergebnisse der unterschiedlichen Spray-Layouts.

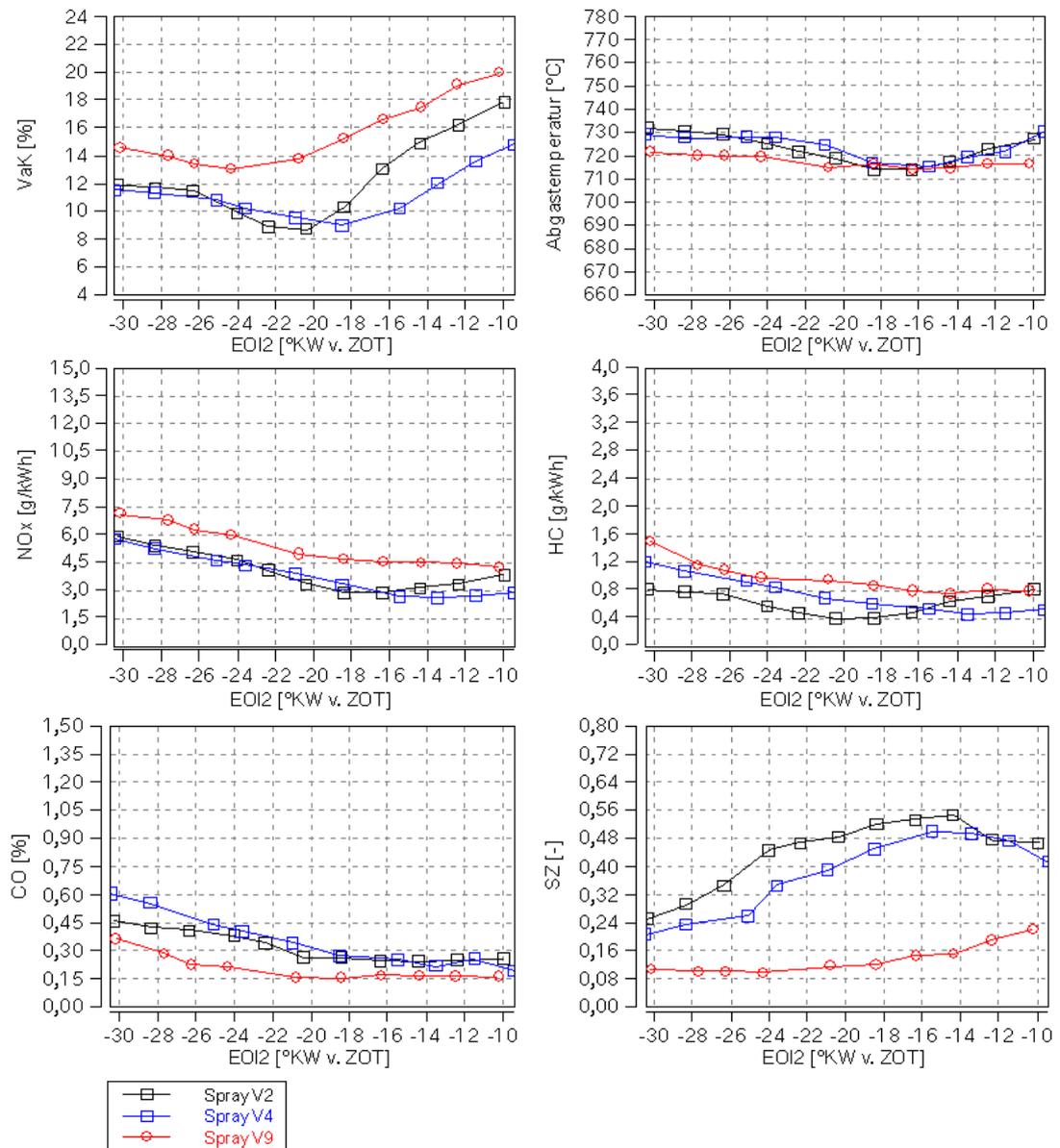


Abbildung 6.7: EOI2-Variation im Betriebspunkt $n=1200$ 1/min, $w_i=0,25$ kJ/l, Einfluss Spraylayout

Laufruhe

Die schlechtere Varianz des V9-Sprays im gesamten Variationsbereich zeigt, dass eine kompakte Anordnung der Zündstrahlen – Spraykeulen in unmittelbarer Nähe zur Zündkerze – Vorteile in der Laufruhe bringt. Ursächlich dafür sind lokale Gemischanreicherung und Turbulenz. Die unterschiedliche Spritzlochzahl der Sprays V2 (6-Loch) und V4 (7-Loch) bei gleichem stationärem Durchfluss ergibt eine geänderte Spritzlochgeometrie

(l/d), was sich in einer reduzierten Penetration des V4-Sprays äußert und eine bessere Sprayaufbereitung im düsennahen Bereich ergibt. Bei Einspritzzeitpunkten EO12 vor Zündung verbessern sich dadurch die Zündbedingungen mit der Sprayvariante V4, was den Laufruhevorteil in diesem Bereich begründet.

Emissionen

Die stärker aufgeweitete Kraftstoffverteilung des V9-Sprays ergibt erwartungsgemäß eine verbesserte Homogenisierung des Kraftstoffes aus der Zündeinspritzung, wodurch sich die lokalen Luftverhältnisse dem globalen annähern, was die gleichen Auswirkungen in Bezug auf CO- und NOx-Emissionen ergibt wie eine Reduktion von rk2 bei der Variante V2 (siehe 6.2.1). Durch den weiteren Kegelwinkel der Variante V9 wird die für die Rußbildung hauptsächlich verantwortliche Kraftstoffmenge aus der Zündeinspritzung besser aufbereitet, wodurch die Rußemissionen bei gleicher Kraftstoffmasse im Vergleich zu den Sprayvarianten V4 und V2 deutlich gesenkt werden können. Die Variante V4 zeigt im Vergleich mit V2 keine Veränderungen bei HC-, CO- und NOx-Emissionen, reduziert jedoch die Rußemissionen.

6.3.2 Stationärer Durchfluss

Der stationäre Durchfluss eines Mehrlochventils wird im Wesentlichen durch Anzahl und Durchmesser der Spritzlöcher bestimmt, da diese bei vollständig geöffneter Ventilmadel die durchflussbestimmende Drosselstelle bilden. Die sehr kleinen Einspritzmengen (ca. 3–5 mg) der Zündeinspritzung im Katheizbetrieb führen zu sehr kurzen Ansteuerzeiten des Einspritzventils, bei denen die Düsenadel den mechanischen Anschlag nicht erreicht. In diesem sogenannten ballistischen Betrieb ist nicht zwingend der Spritzlochquerschnitt die durchflussbestimmende Drosselstelle, da die Düsenadel den Zufluss in Abhängigkeit der Ansteuerdauer noch nicht vollständig freigibt.

Abbildung 6.8 zeigt eine EO12-Variation im Betriebspunkt $n=1200$ 1/min, $w_i=0,25$ kJ/l, $ZZP=-20$ °KW v. ZOT für die Sprayvariante V2 mit zwei unterschiedlichen stationären Durchflüssen ($Q_{\text{stat}}=20$ ccm/s @ 100bar und $Q_{\text{stat}}=18$ ccm/s @ 100bar) für zwei unterschiedliche Einspritzdauern der Zündeinspritzung.

6 Analyse von Gemischbildung und Verbrennung im Katheizbetrieb

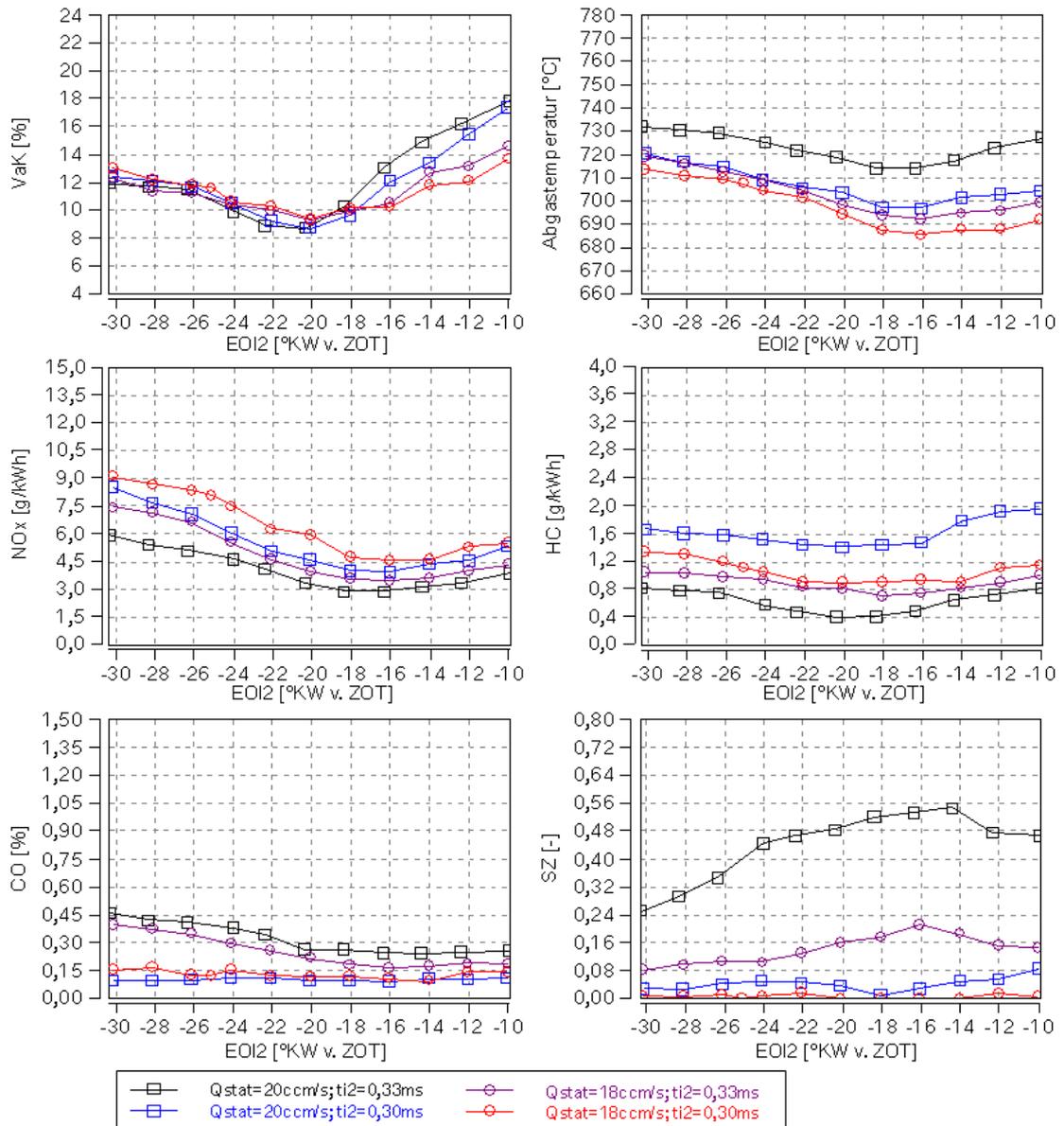


Abbildung 6.8: EOI2-Variation im Betriebspunkt $n=1200$ 1/min, $w_i=0,25$ kJ/l, Einfluss Q_{stat}

Die Reduzierung des stationären Durchflusses um 10% zeigt auch im ballistischen Betrieb des Injektors die gleichen Effekte wie eine Absenkung der Einspritzmenge, was die deutliche Reduktion der Rußemissionen bestätigt. Die verbesserte Laufruhe bei frühem EOI2, Abgastemperatur, HC-, CO- und NOx-Emissionen zeigen die gleichen Auswirkungen wie der in Kapitel 6.2.1 beschriebene Einfluss einer Reduzierung der Kraftstoffmenge der Zündeinspritzung. Der geänderte Spritzlochdurchmesser der Variante mit 18cm/s bewirkt ähnliche Effekte wie bei der Sprayvariante V4 mit den zusätzlichen Laufruhevorteilen bei frühem EOI2.

6.4 Einfluss der Kolbengeometrie

Die zur Verbesserung der Laufruhe notwendige Einspritzung im Bereich des Zündzeitpunktes führt bei einem Mehrlochventil unweigerlich zu einem Auftreffen der Spraykeulen auf der Kolbenoberfläche. Aufgrund dieser unvermeidbaren Spray-Wand-Interaktion hat die geometrische Gestaltung der Kolbenmulde große Bedeutung. Die Mulde soll den Abstand zwischen Abspritzpunkt des Injektors und Auftreffpunkt am Kolben vergrößern, um die freie Strahllänge zu erhöhen. Weiterhin soll das Spray auch bei späteren Kurbelwinkeln vollständig „eingefangen“ und umgelenkt werden. Unter Beibehaltung des Verdichtungsverhältnisses bei gleichbleibendem Brennraumdach ergeben sich hier nur begrenzte Möglichkeiten der Kolbengestaltung. Abbildung 6.9 zeigt zwei Kolbenformen mit unterschiedlicher Kolbenmulde, bei denen zur Aufrechterhaltung des Verdichtungsverhältnisses die Aufbauten am Kolbenrand angepasst wurden. Die tiefen Ventiltaschen sind erforderlich, um die großen Ventilüberschneidungen kollisionsfrei darstellen zu können.

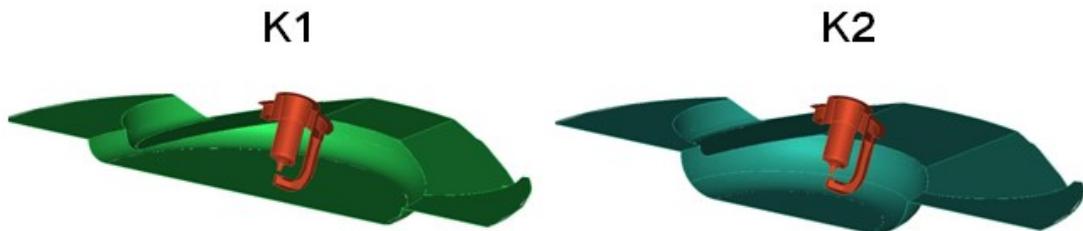


Abbildung 6.9: Übersicht Kolbenvarianten

Da die Ergebnisse und das Funktionsverhalten der Kolbenvarianten nicht separiert auf die Kolbengeometrie zu beziehen sind, erfolgt die Bewertung von Kombinationen aus Kolbengeometrie und Sprayvariante. Abbildung 6.10 zeigt EOI₂-Variationen im Betriebspunkt $n=1200$ 1/min, $w_i=0,25$ kJ/l, ZZP=-20 °KW v. ZOT für beide Kolbenformen mit den Sprayvarianten V2 (enges Spray) und V9 (weites Spray).

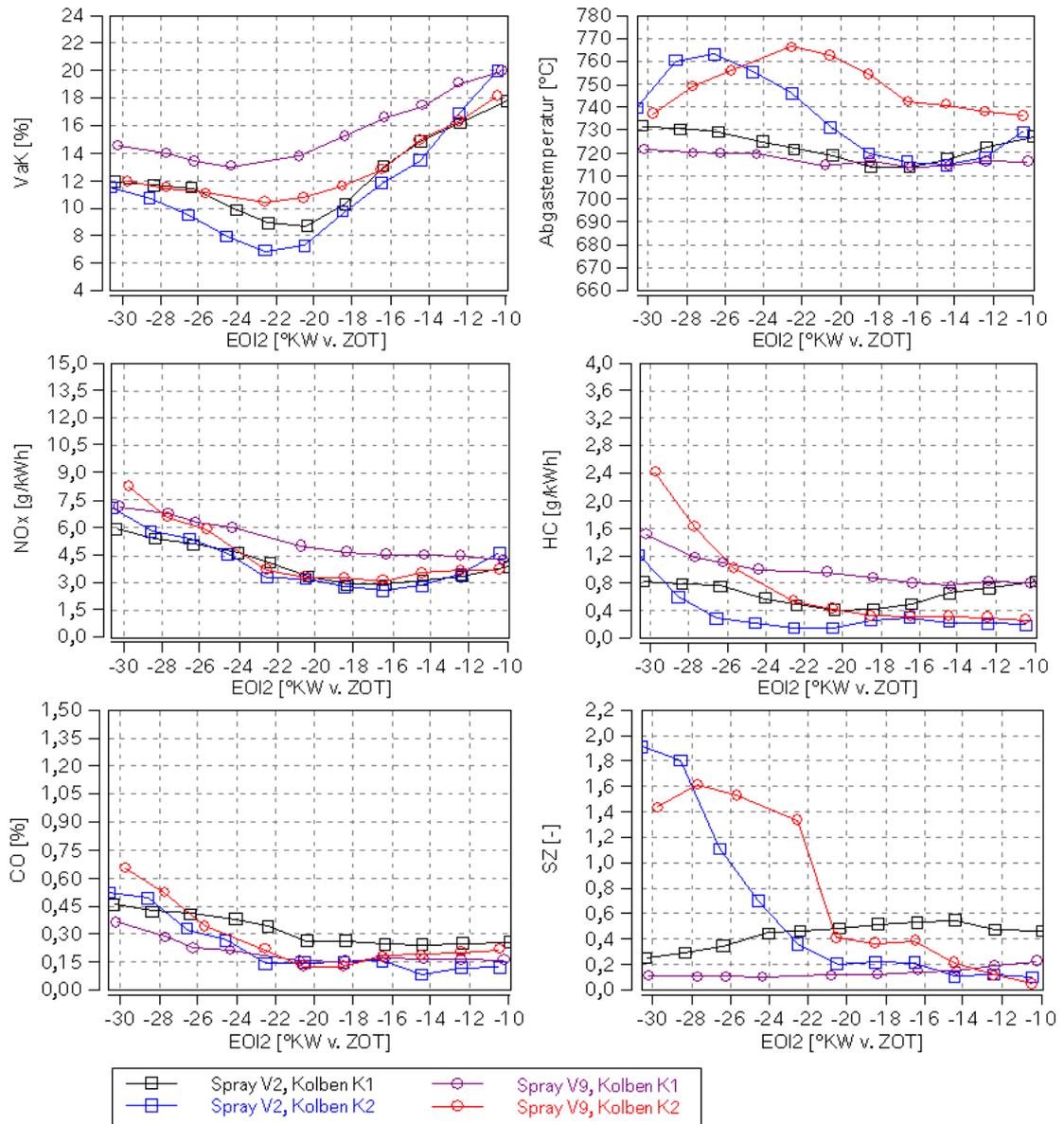


Abbildung 6.10: EOI2-Variation im Betriebspunkt $n=1200$ 1/min, $w_i=0,25$ kJ/l, Einfluss Kolbengeometrie

Laufruhe

Eine kleine, tiefe Kolbenmulde verbessert die Laufruhe für sämtliche die Einspritzzeitpunkte und beide Sprayvarianten, wobei dieser Effekt beim weiteren Spray massiver hervortritt. Diese Vorteile begründen sich einerseits durch die Konzentration des Kraftstoffes der zweiten Einspritzung auf kleinerem Raum, was die Gemischanreicherung im Zündvolumen verstärkt, und andererseits durch die lokale Erhöhung der turbulenten kinetischen Energie. Die erzielten VaK Bestwerte von 7% mit kleiner Mulde und engem Spraylayout bei $EOI2=-24$ °KW v. ZOT liegen auf sehr gutem Niveau.

Abgastemperatur und Emissionen

Die Kolbenform zeigt in Kombination mit dem Spray V2 nahezu keinen Einfluss auf die NO_x-Emissionen. Beim Spray V9 erzielt man mit dem Kolben K2 eine stärker ausgeprägte Schichtung des Kraftstoffes aus der zweiten Einspritzung, was zu einem Absinken der NO_x-Emissionen führt. Die CO-Emissionen liegen allgemein auf einem sehr guten Niveau und lassen sich durch die Kolbenform kaum beeinflussen. Im Gegensatz dazu zeigt sich ein gravierender Einfluss der Muldenform auf die Schwärzungszahl. Während bei EOI₂ = -10 °KW v. ZOT noch der Effekt der tieferen Mulde und somit größeren freien Strahllänge beim Kolben K2 mit beiden Sprayvarianten zu niedrigeren Rußemissionen führt, zeigt sich mit zunehmend späterem EOI₂ zuerst beim Spray V9 und später auch beim Spray V2 ein Anstieg der Rußemissionen um ein Vielfaches. Anhand der Brennraumendoskopie-Ergebnisse in Abbildung 6.11 für die Kombination Spray V2, Kolben K2 mit EOI₂ = -30 °KW v. ZOT zeigt sich, dass das Spray auch zu diesem Zeitpunkt noch innerhalb des Muldenrandes auftrifft. Im linken Bild erkennt man die Auftreffpunkte der Spraykeulen, die sich bei diesem Einspritzzeitpunkt nicht mehr am Muldenboden sondern bereits im Radius bzw. der Muldenrandfläche befinden. Dadurch wird das Spray in die Mulde umgelenkt, wodurch am Muldenboden eine massive Kraftstoffanreicherung entsteht, die die Ursache für den extremen Rußanstieg ist. Der größere Kegelwinkel der Sprayvariante V9 zeigt dieses Verhalten bereits bei früheren Einspritzzeitpunkten. Gleichzeitig mit dem massiven Anstieg der Rußemissionen zeigt sich auch ein deutlicher Anstieg der Abgastemperatur.



Abbildung 6.11: Endoskopieaufnahmen bei $n=1200$ 1/min, $w_i=0,25$ kJ/l, EOI₂ = -30 °KW v. ZOT, Spray V2 und Kolben K2

6.5 Erhöhung der Ladungsbewegung

Eine Erhöhung der turbulenten kinetischen Energie zum Zeitpunkt der zweiten Einspritzung sollte den Strahlaufbruch und somit die Aufbereitung der Zündeinspritzung verbessern und die Verbrennung weiter stabilisieren. Durch Auslegung der Einlasskanäle für höheres Tumbelniveau wird die Homogenisierung der ersten Einspritzung unterstützt und der Zerfall der Tumbleströmung zum ZOT generiert zusätzliche Turbulenz. In Abbildung 8.3 sind zwei Einlasskanalgeometrien dargestellt, deren unterschiedliches Ladungsbewegungsniveau auch im Katheizbetrieb bewertet wurde. Abbildung 6.12 zeigt die Ergebnisse einer EO12-Variation im Betriebspunkt $n=1200$ 1/min, $w_i=0,25$ kJ/l, $ZZP=-20$ °KW v. ZOT. Die Untersuchungen wurden am 2,9l Vollmotor durchgeführt, was die Abweichungen zu den Einzylinderergebnissen vorangehender Messungen begründet. Der Motor wurde ebenfalls stationär gekühlt mit einem globalen Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda=1,05$ betrieben. Die in den Einzylinderuntersuchungen verwendete Einspritzstrategie einer Doppeleinspritzung mit 125 bar Raildruck, $SO11=260$ °KW v. ZOT und $t_{i2}=0,33$ ms wurde in den folgenden Vollmotoruntersuchungen genutzt. Der Versuchsträger war mit K2 Kolben und der V2 Sprayvariante ausgerüstet.

6 Analyse von Gemischbildung und Verbrennung im Katheizbetrieb

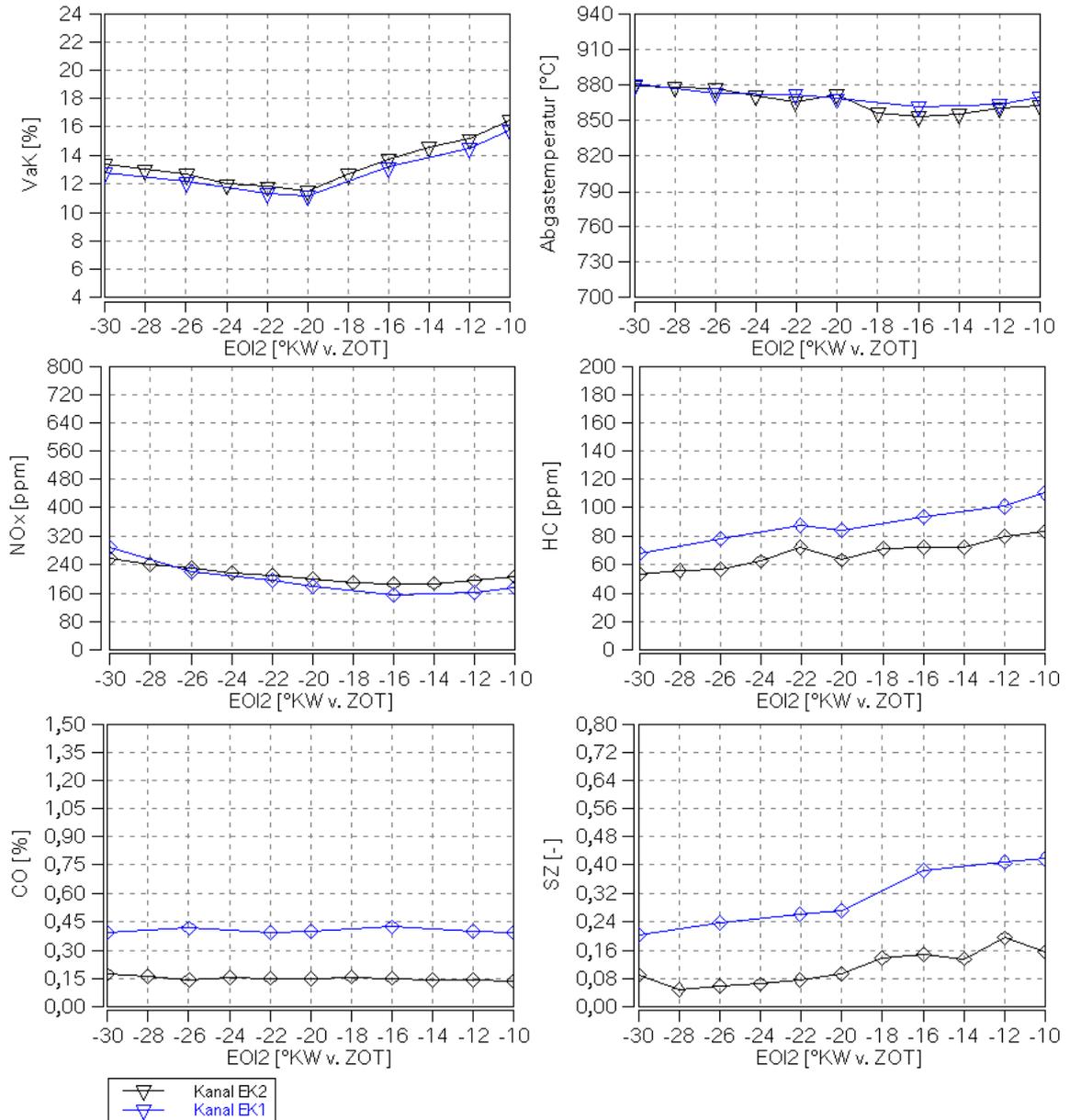


Abbildung 6.12: EOI2-Variation im Betriebspunkt $n=1200$ 1/min, $w_i=0,25$ kJ/l, Einfluss Einlasskanal

Laufruhe

Das höhere Ladungsbewegungsniveau der Kanalvariante EK2 bringt keine Verbesserung in der Laufruhe. Es zeigen sich für beide Kanalvarianten die identischen Abhängigkeiten vom Einspritzzeitpunkt.

Emissionen und Abgastemperatur

Da die Verbrennung bei beiden Kanalvarianten annähernd deckungsgleich abläuft, zeigen sich auch keine Unterschiede in der Abgastemperatur. Die auf Gemischschichtungseffekte sehr sensitiv reagierenden NOx-Emissionen zeigen keine Abhängigkeit vom Ladungsbewegungsniveau, da aufgrund der

sehr langen Gemischbildungszeit (bis nach ZOT) die erste Einspritzung ohnehin sehr gut homogenisiert ist. Der erwünschte Effekt einer schnelleren Aufbereitung der Zündeinspritzung bei höherem Turbulenzniveau tritt dennoch zu Tage und zeigt sich an der erkennbaren Reduzierung der CO- und Rußemissionen.

6.6 Zusammenfassung der Untersuchungen zum Katheizbetrieb

Entwicklungsziel für den Katalysatorheizbetrieb ist ein möglichst hoher Abgasenthalpiestrom bei gleichzeitig niedrigsten Rohemissionen und akzeptabler Laufruhe. Der anzustrebende Betrieb mit hohen Restgasraten bei einem global leicht mageren Luftverhältnis führt zu erschwerten Entflammungsbedingungen, die es zu optimieren gilt. Der bekannte positive Einfluss einer Zündeinspritzung zeigt auch beim TVDI-Brennverfahren mit zentral angeordnetem Mehrlochventil eine stabilisierende Wirkung auf die Verbrennung. Aus Emissionsgründen ist es wichtig, dass die Kraftstoffmenge der Zündeinspritzung möglichst klein ist und das Einspritzende (EOI) im Bereich von ± 2 °KW zum Zündzeitpunkt liegt. Eine Einspritzstrategie mit Dreifacheinspritzung ergab keine zusätzlichen Vorteile gegenüber der Doppeleinspritzung. Die Betrachtung verschiedener Spraylayouts zeigte klare Vorteile in der Laufruhe durch eine räumlich nahe Anordnung der Einzelspraykeulen. Dem entgegen stehen höhere Rußemissionen vor allem bei frühen Einspritzzeitpunkten aufgrund der kürzeren freien Strahllängen. Eine Reduktion des stationären Durchflusses des Injektors ergab auch bei sehr kurzen Ansteuerdauern (ballistischer Betrieb des Injektors) positive Effekte hinsichtlich reduzierter Rußemissionen. Anhand eines Kolbenvergleichs konnte gezeigt werden, dass eine tiefere Kolbenmulde keine gravierenden Vorteile im Katheizbetrieb zeigt und bei ungünstigem Anspritzen der Muldenseitenfläche zu einem extremen Rußanstieg führt. Ein Vergleich zweier Einlasskanalvarianten zeigte zwar keine Unterschiede hinsichtlich einer weiteren Stabilisierung der Verbrennung aufgrund eines höheren Ladungsbewegungsniveaus, führte jedoch zu Emissionsvorteilen.

7 Analyse und Optimierung der Gemischbildung im Teillastbetrieb

Im Fokus der Entwicklung moderner ottomotorischer Brennverfahren steht vor allem die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs bei gleichzeitiger Erfüllung zukünftiger Abgasgesetzgebungen. Besonders für den zulassungsrelevanten NEDC-Zyklus ist die Optimierung des Teillastbetriebs von hoher Bedeutung. Beim betrachteten Brennverfahren an einem Reihensechszylindermotor mit 3,0l Hubraum spielt der Teillastverbrauch auch im realen Kundenbetrieb eine wichtige Rolle. Für die Verbesserung des innermotorischen Wirkungsgrades in diesem Kennfeldbereich ermöglicht die VALVETRONIC den entdrosselten Betrieb mit ventilhubgeregelter Laststeuerung nach dem FES – Verfahren (frühes Einlass schließen). Die Verbrauchsverbesserung aufgrund der reduzierten Ladungswechselarbeit lässt sich dabei durch Anhebung des internen Restgasgehaltes noch deutlich steigern [52]. Damit das Brennverfahren eine entsprechende Restgasverträglichkeit gewährleistet, erfolgte mit der Einführung der VALVETRONIC2 eine gezielte Erhöhung der Ladungsbewegung durch Phasing und Masking [12]. Die Gemischbildung bei den in [52], [12] betrachteten Brennverfahren erfolgt durch Saugrohreinspritzung. Da die Strömungsgeschwindigkeiten im Ventilspalt nahezu Schallgeschwindigkeit erreichen, wird der Kraftstoff sehr gut aufbereitet und das Gemisch durch die Kombination aus Tumble und Drall sehr gut homogenisiert [53]. In der Expansionsphase zwischen Einlassschluss und UT dissipiert die makroskopische Tumbleströmung sehr schnell in turbulente kinetische Energie [54], wodurch das globale Strömungsfeld zu diesem Zeitpunkt hauptsächlich von der Drallströmung definiert wird. Da beim saugrohreinspritzenden VALVETRONIC-Motor die Gemischhomogenisierung zum Einlassschluss großteils abgeschlossen ist, ist der frühe Zerfall des Tumbles für die Gemischbildung bedeutungslos.

Im Gegensatz dazu ist bei homogen betriebenen DI-Motoren eine ausgeprägte Ladungsbewegung immens wichtig für die Durchmischung und Homogenisierung der Zylinderladung (Kapitel 3). Diese erschwerenden Voraussetzungen der DI-Gemischbildung im VALVETRONIC-Betrieb sind Gegenstand der folgenden Ausführungen. Eine Optimierung ist notwendige Voraussetzung für die bestmögliche Umsetzung des VALVETRONIC-Potenzials.

7.1 Einfluss des Luftverhältnisses auf die Laufruhe

Der Variationskoeffizient der indizierten Arbeit ist ein Maß für die stochastischen Schwankungen der Verbrennung. Das Kriterium für eine vertretbare Laufruhe bei Teillast wurde für die Untersuchungen in dieser Arbeit mit $VaK \leq 3 \%$ definiert.

Die Ursache für die zyklischen Schwankungen liegt hauptsächlich in der Entflammungsphase, deren Stochastik die weitere Energieumsetzung und dadurch die erreichbare indizierte Arbeit beeinflusst [30]. Druck und Temperatur sowie lokale Gemischzusammensetzung, Turbulenz und Strömungsgeschwindigkeit am Zündort sind die relevanten Einflussgrößen auf die Entflammung. Schwankungen der genannten Faktoren führen unumgänglich zu einem veränderlichen Brennbeginn. Eine Erhöhung des Inertgasanteils wirkt sich dabei mehrfach verschlechternd aus. Zum einen reduziert sich dadurch die Konzentration von Luft und Kraftstoff im Zündort, was den Brennverzug verlängert und damit bei gleichgehaltenem Verbrennungsschwerpunkt eine Vorverlegung des ZZP hin zu einem niedrigeren Druck- und Temperaturniveau bedingt. Damit ergibt sich eine zusätzliche Verschlechterung der Entflammungsbedingungen. Darüber hinaus verlängert sich mit höherem Restgasgehalt auch die Brenndauer, was eine weitere Vorverlegung des Zündzeitpunktes erfordert, damit die Verbrennungsschwerpunktlage wirkungsgradoptimal eingestellt werden kann.

Ähnliche Auswirkungen auf die Entflammung zeigt das lokale Verbrennungsluftverhältnis. Ist dieses deutlich unter- bzw. überstöchiometrisch, resultiert die Abnahme der Konzentration eines für die Entflammung erforderlichen Reaktionspartners (Sauerstoff oder Kraftstoff). Die kürzesten Zündverzugszeiten ergeben sich dabei bei leicht unterstöchiometrischen Gemischen mit $\lambda \approx 0,85$ [55]. Ein weiterer gewichtiger Einfluss des Luftverhältnisses auf die Laufruhe ergibt sich aus dessen Auswirkung [38] auf die laminare Brenngeschwindigkeit, da diese für die Bildung eines stabilen Flammenkerns von signifikanter Bedeutung ist [56].

Abbildung 7.1 zeigt den Varianzkoeffizient der indizierten Arbeit für drei Spreizungsvariationen bei unterschiedlichem Luftverhältnis im Betriebspunkt $n=1500 \text{ 1/min}$, $w_i=0,2 \text{ kJ/l}$ mit Saugrohreinspritzung. Der Zündzeitpunkt wurde dabei für eine optimale Verbrennungsschwerpunktlage von $MFB50\%=8^\circ \text{KW n. ZOT}$ eingestellt.

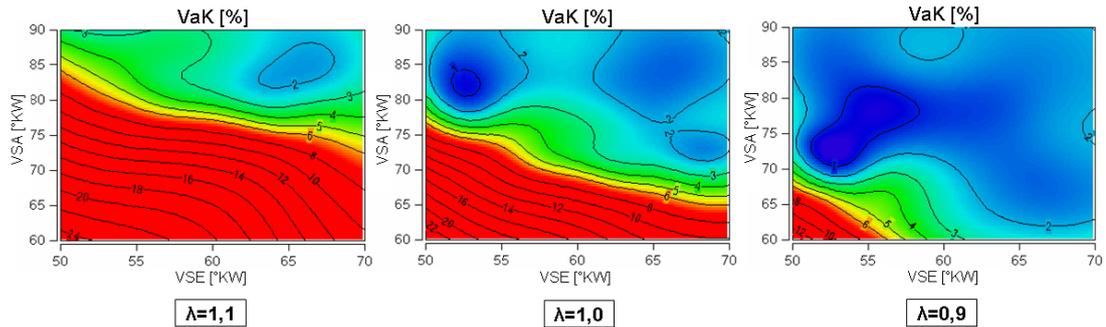


Abbildung 7.1: Spreizungs-Variationen im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, Einfluss Luftverhältnis auf VaK bei MPI-Betrieb.

Mit kleiner werdender Auslassspreizung ergibt sich ein späteres Schließen der Auslassventile (nach LWOT), wodurch mehr Restgas aus dem Auslasskanal in den Brennraum zurückgesaugt wird. Die Auswirkung des höheren Restgasanteils spiegelt sich deutlich in der Abhängigkeit der Laufruhe von der Auslassspreizung wider. Mit abnehmendem Luftverhältnis λ zeigt sich der positive Einfluss der höheren laminaren Flammengeschwindigkeit auf die Restgasverträglichkeit durch die bessere Laufruhe bei kleinen Auslassspreizungen.

In Abbildung 7.2 ist für die Steuerzeitenvariation mit stöchiometrischem Luftverhältnis die Ladungswechselarbeit und die prozentuale Verbrauchsreduktion ausgehend vom spezifischen indizierten Kraftstoffverbrauch mit $VSE=70$ °KW und $VSA=90$ °KW dargestellt.

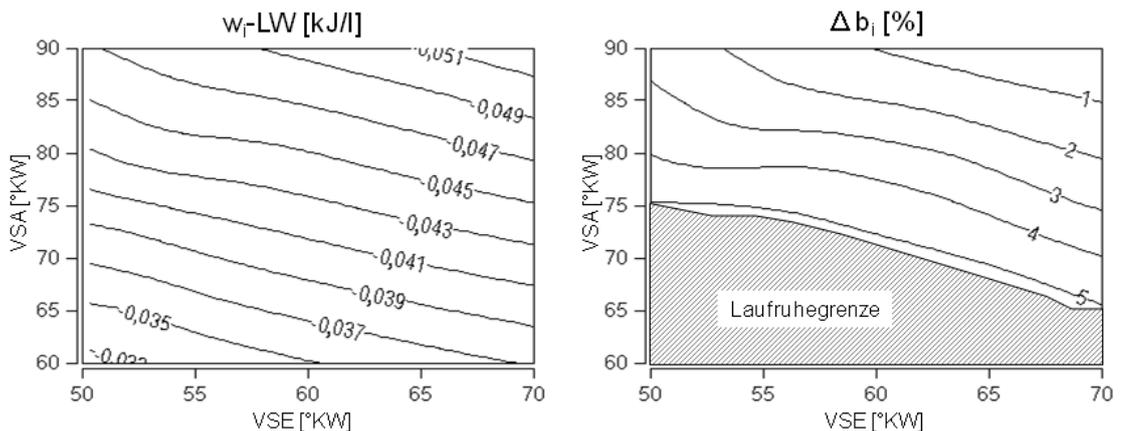


Abbildung 7.2: Spreizungs-Variation im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, Einfluss der Steuerzeiten auf Ladungswechselarbeit und Verbrauch.

Für die Ladungswechselarbeit zeigt sich ein beachtlicher Einfluss der Auslassspreizung, der um etwa Faktor 2 höher ist als der der Einlassspreizung, was sich mit der zunehmenden Entdrosselung durch den steigenden Restgasgehalt erklärt. Dabei wirkt sich nicht nur die Erhöhung der Ladungsmasse entdrosselnd aus, denn die hohen Temperaturen der

internen AGR bewirken auch eine thermische Entdrosselung, da sich gemäß der idealen Gasgleichung bei einem Anstieg der Temperatur auch der Druck erhöht.

Für die Verbrauchsvorteile zeigen sich die gleichen Abhängigkeiten wie für die Ladungswechsellarbeit. Die Vorteile im indizierten Kraftstoffverbrauch sind jedoch nicht ausschließlich auf die Reduktion der Ladungswechselverluste zurückzuführen, da eine Erhöhung des Restgasgehaltes die Stoffwerte verändert, wodurch sich im Vergleich zu einem stöchiometrischen Luft-/Kraftstoffgemisch ein höherer Isentropenkoeffizient κ ergibt, was positive Auswirkungen auf den Hochdruckprozess hat [52].

Eine optimale Gemischhomogenisierung bei Direkteinspritzung ist damit eine notwendige Voraussetzung für hohe Restgasverträglichkeit und für die Umsetzung des maximalen Verbrauchspotenzials des variablen Ventiltriebs. Theoretisch ermöglicht die Direkteinspritzung eine lokale Gemischanreicherung am Zündort bei gleichzeitigem Betrieb mit global stöchiometrischem Luftverhältnis. Ob sich damit eine signifikante Verbrauchsverbesserung erzielen lässt, wird in späteren Kapiteln analysiert.

7.2 Einfluss der Ladungsbewegung

Eine hohe Ladungsverdünnung durch Restgas oder Luft ergibt aufgrund reduzierter Prozesstemperaturen und geringerer Konzentrationen der Reaktionspartner eine Verlangsamung der Stoff- und Wärmetransportprozesse, womit eine Verringerung der laminaren Flammengeschwindigkeit resultiert. Für die Aufrechterhaltung einer thermodynamisch günstigen (raschen) Verbrennung trotz hoher Ladungsverdünnung muss daher der turbulente Anteil der Flammenausbreitungsgeschwindigkeit erhöht werden. Erzielt wird dies durch eine intensivierete Turbulenz während der Verbrennung, die durch Dissipation der makroskopischen Zylinderinnenströmung in turbulente kinetische Energie entsteht. Die für den Zerfall der makroskopischen Strömung verantwortlichen Mechanismen hängen von der Brennraumgeometrie, der Kolbenbewegung und dem vorherrschenden Strömungsfeld ab [57]. Bei Hubkolbenmotoren wird dieses Strömungsfeld überwiegend während der Ladungswechselphase erzeugt, weswegen man auch von Ladungsbewegung spricht. Diese ist außerdem für die Restgasverteilung und bei direkteinspritzenden Motoren zusätzlich für den Gemischtransport und die Gemischaufbereitung verantwortlich.

7.2.1 Konstruktive Maßnahmen

Der mechanisch vollvariable Ventiltrieb bietet mehrere Möglichkeiten zur gezielten Formung der Ladungsbewegung während der Einlassphase. Durch eine unterschiedliche Kontur der Exzenternocken lassen sich für bestimmte Exzenterwinkel unterschiedliche Ventilerhebungskurven generieren. Diese als Phasing bezeichnete Ausführung ergibt unterschiedlich öffnende Einlassventile, die eine asymmetrische Einströmung erzeugen, woraus eine drallförmige Ladungsbewegung resultiert. Zur Bildung einer tumbleförmigen Ladungsbewegung bei kleinen Ventilhuben hat sich eine teilweise Abschattung der Einlassventile, das so genannte Masking, als günstig erwiesen. Im Folgenden werden die Einflüsse von Phasing und Masking bei Direkteinspritzung diskutiert.

7.2.1.1 Phasing

Der durch Phasing generierte drallförmige Anteil der Ladungsbewegung ist im Wesentlichen von der Differenz der Ventilhube abhängig, wonach eine Maximierung des Dralls die vollständige Stilllegung eines Einlassventils erfordert. Abbildung 7.3 zeigt die Ventilerhebungskurven von drei unterschiedlichen Phasing Varianten bei einem mittleren maximalen Ventilhub von 2mm.

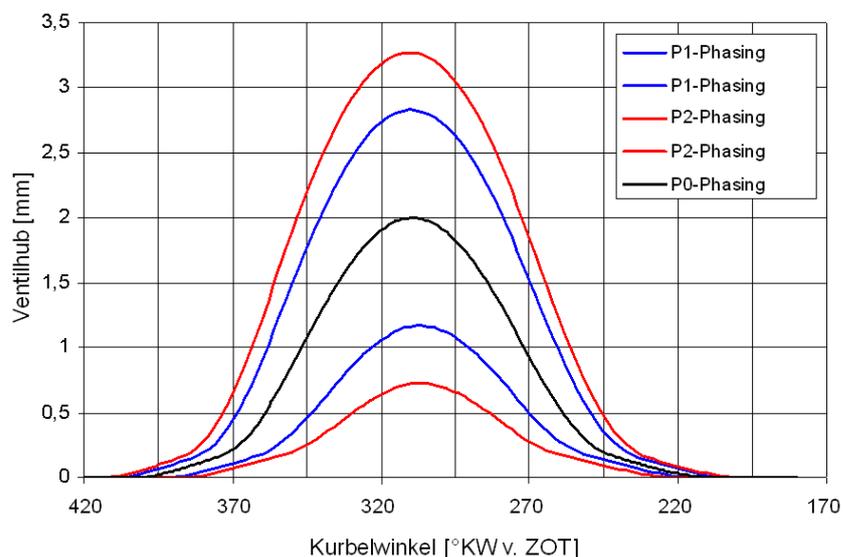


Abbildung 7.3: Ventilerhebungskurven der drei Phasing Varianten bei einem mittleren Ventilhub von 2mm.

Die Variante P0 entspricht dabei einem Phasing Entfall, was ein symmetrisches Öffnen der Einlassventile bedeutet. Variante P1 ist die Serienausführung aus dem aktuellen Sechszylinder Saugmotor mit Saugrohreinspritzung. Eine weitere Steigerung der Ventilhubasymmetrie wurde in der Variante P2 umgesetzt.

Die drei unterschiedlichen Phasing-Varianten wurden am thermodynamischen Einzylinder-Motor miteinander verglichen. Der dabei verwendete Zylinderkopf verfügte über Doppelmasking (Kapitel 7.2.1.2). Kühlmittel und Motoröl wurden auf 90 °C konditioniert und der Motor mit einem globalen Luftverhältnis von $\lambda=1$ betrieben. Die Luftmasse wurde über den Einlassventilhub eingestellt. Mittels Drosselklappe wird der Saugrohrdruck auf 50mbar unter Umgebungsdruck gedrosselt. Abbildung 7.4 zeigt die Ergebnisse einer Variation der Auslassspreizung im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l mit Einlassspreizung VSE=50 °KW. Der Zündzeitpunkt wurde so eingestellt, dass sich eine Verbrennungsschwerpunktlage von $MFB50\%=8$ °KW n. ZOT ergibt. Diese Einstellungen und Randbedingungen werden in sämtlichen Teillastuntersuchungen standardmäßig eingestellt.

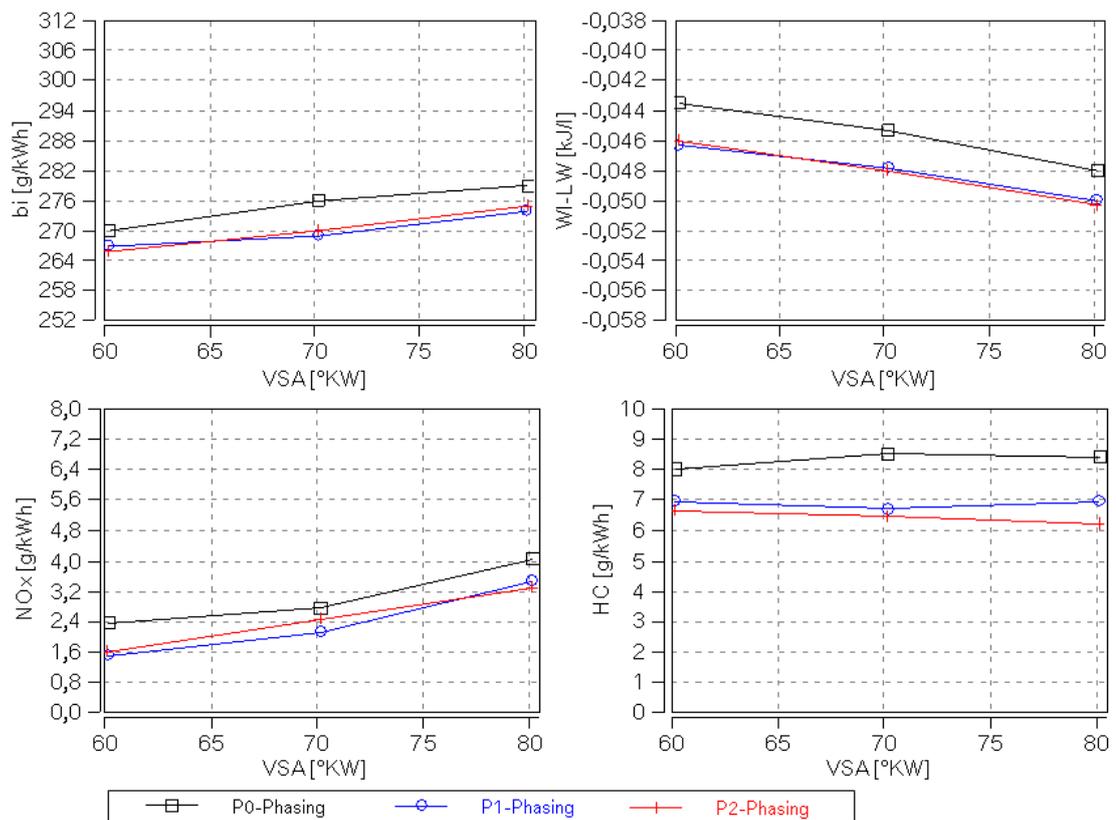


Abbildung 7.4: Variation der Auslassspreizung der drei Phasing Varianten im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l.

Ladungswechselarbeit

Im Vergleich zur Variante P0 ohne Phasing ergeben sich für die Phasing Varianten P1 und P2 etwas höhere Ladungswechselarbeiten.

Emissionen

Die NO_x-Emissionen zeigen die typische Abnahme mit kleiner werdender Auslassspreizung aufgrund des zunehmenden Restgasgehaltes. Im Vergleich

zur Variante P0 (kein Phasing) zeigt die Variante P1 eine Reduzierung der Stickoxidemissionen. Eine weitere Verstärkung des Phasing Effektes durch die Variante P2 bringt keine zusätzlichen Vorteile. Das gleiche Ranking zeigen die HC-Emissionen, wobei hier die Vorteile aufgrund des Phasing Effektes deutlicher ausgeprägt sind.

Kraftstoffverbrauch

Im Bestpunkt mit maximaler Ventilüberschneidung zeigen die beiden Varianten mit Phasing eine Verbesserung im indizierten Kraftstoffverbrauch von ca.1,5%. Bei allen Auslassspreizungen erkennt man, dass die Vorteile der Varianten P1 und P2 aufgrund geringerer HC-Emissionen und damit vollständigerer Umsetzung die Nachteile der erhöhten Ladungswechselarbeit überkompensieren.

Laufruhe und Abgastemperatur

Da die Messwerte identisch sind und die verschiedenen Phasing Varianten im betrachteten Betriebspunkt keinerlei Unterschiede zeigen, wird auf eine Darstellung verzichtet.

In Abbildung 7.5 sind Zündzeitpunkt und Energieumsatzpunkte im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l mit $VSE=50$ °KW und $VSA=70$ °KW dargestellt.

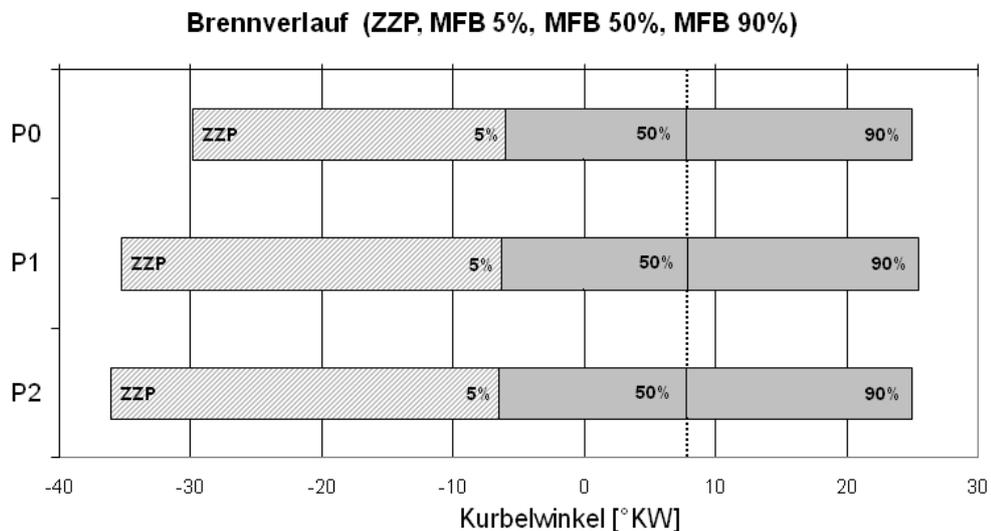


Abbildung 7.5: Zündzeitpunkt und Energieumsatzpunkte der drei Phasing Varianten mit Ventilspreizungen $VSE=50$ °KW, $VSA=70$ °KW.

Verbrennung

Die Phasing Varianten zeigen mit zunehmend asymmetrischem Ventilhub einen etwas größeren Vorzündbedarf. Hinsichtlich Brenndauer und Verbrennungslage zeigen die verschiedenen Phasing Varianten kaum Abweichungen, was eine Erklärung für die identischen Abgastemperaturen liefert.

7.2.1.2 Masking

Die brennraumseitige Maskierung im hinteren Bereich der Einlassventile soll in diesem Gebiet die Strömung versperren und den Einlassmassenstrom gezielt über den vorderen Bereich des Einlassventils lenken, um dadurch eine tumbleförmige Ladungsbewegung zu erzeugen. Die konstruktive Ausführung hinsichtlich Maskinghöhe, Maskingspalt, Umschlingungswinkel, Ausrichtung und Anzahl der maskierten Ventile zeigt in der Strömungssimulation sehr großen Einfluss auf die sich einstellende Zylinderinnenströmung. Abbildung 7.6 zeigt zwei unterschiedlich maskierte Brennräume, die am 2,9l Vollmotor bewertet wurden. Die beiden Varianten unterscheiden sich hinsichtlich der Anzahl der maskierten Ventile, wobei die Maskinghöhe von $h_{\text{mask}} \approx 2 \text{ mm}$, der Maskingspalt von $s_{\text{mask}} \approx 0,35 \text{ mm}$ und der Umschlingungswinkel von ca. 180° für beide Varianten gleich ausgeführt wurden.



Abbildung 7.6: Brennraum mit Doppelmasking (links) und Einfachmasking (rechts).

Der Ventiltrieb der beiden Zylinderköpfe wurde mit dem P1-Phasing versehen, wobei bei der Variante mit Einfachmasking das weiter öffnende Ventil maskiert wurde.

In Abbildung 7.7 und Abbildung 7.8 sind die Ergebnisse aus einer Variation des Einspritzbeginns (SOI1) mit 100bar Raildruck im Betriebspunkt $n=2000 \text{ 1/min}$, $w_i=0,27 \text{ kJ/l}$, mit $VSE=55 \text{ °KW}$ und $VSA=65 \text{ °KW}$ dargestellt. Der Motor wurde betriebswarm mit einem Luftverhältnis von $\lambda=1$ betrieben und der Zündzeitpunkt wurde wirkungsgradoptimal eingestellt.

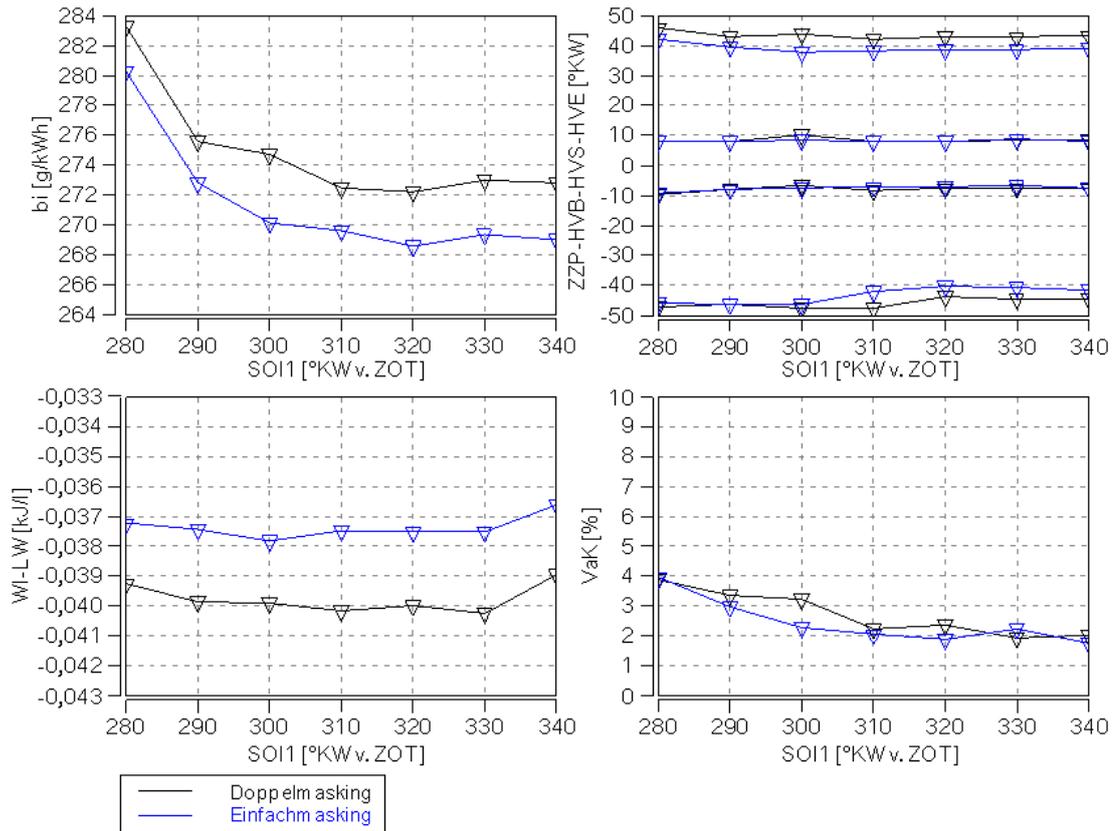


Abbildung 7.7: SOI1-Variation im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l, Einfluss der Brennraummaskierung auf Verbrennung und Ladungswechsel.

Laufruhe, Zündzeitpunkt und Umsatzpunkte

Es zeigt sich mit zunehmend späterem SOI1 ein Anstieg des Vorzündbedarfs, eine Zunahme der Brenndauer und eine Verschlechterung der Laufruhe. Die Gründe hierfür liegen in der Gemischverteilung und werden in Kapitel 7.3.1 erläutert. Dieses Verhalten zeigt sich für beide Masking Varianten gleichermaßen.

Ladungswechsellarbeit und Verbrauch

Im Vergleich zur Variante mit Doppelmasking zeigt sich bei einfacher Maskierung eine Reduzierung der Ladungswechsellarbeit. Dieser Vorteil findet sich im indizierten Kraftstoffverbrauch wieder, wobei sich in diesem Betriebspunkt eine Verbesserung von ca. 1,5% ergibt.

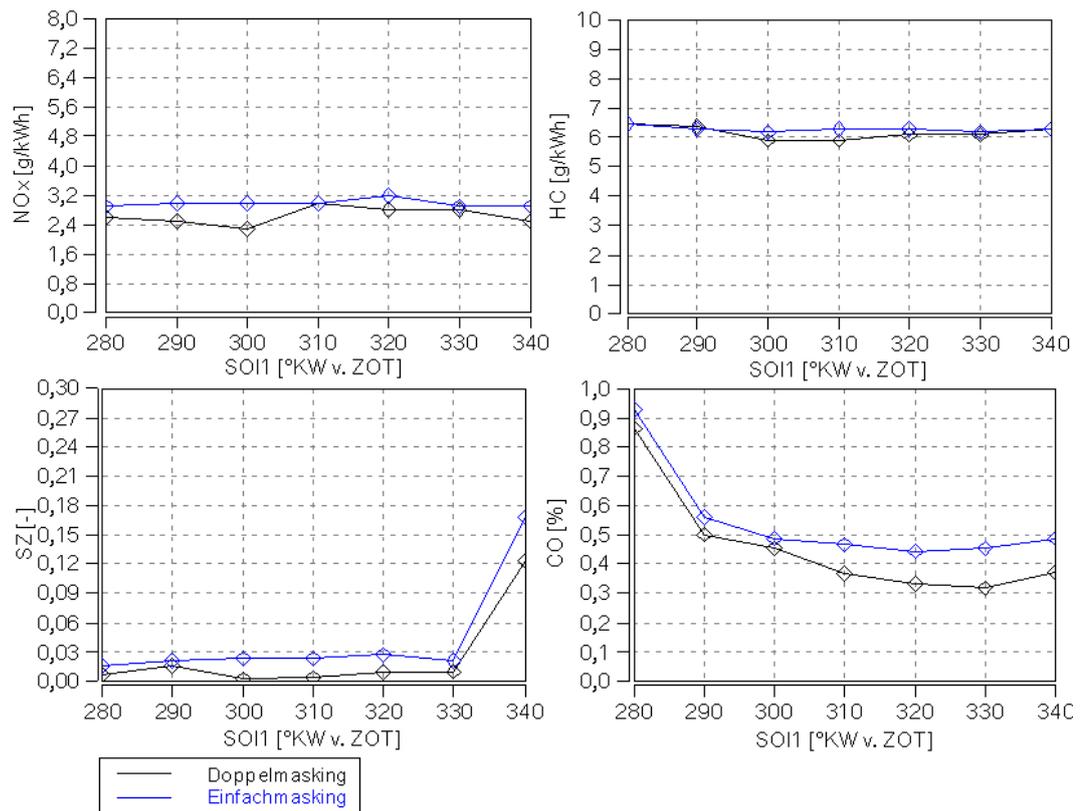


Abbildung 7.8: SOI1-Variation im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l, Einfluss der Brennraummaskierung auf Emissionen.

Emissionen

Bei den CO-Emissionen erkennt man analog zu den Rußemissionen einen Vorteil mit Doppelmasking. Die NOx- sowie HC-Emissionen zeigen kaum Unterschiede.

Ein Vergleich der beiden Maskierungsvarianten im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l zeigt die gleichen Unterschiede mit geringfügigen Emissionsvorteilen für Doppelmasking, denen ein minimal erhöhter Verbrauch aufgrund der gestiegenen Ladungswechselarbeit gegenübersteht. Eine Verbesserung der Laufruhe bei späten Einspritzzeitpunkten kann durch beidseitiges Masking nicht erreicht werden.

Deutlichere Unterschiede ergeben sich in Kennfeldbereichen mit größeren Ventilhüben. Beispielhaft sind in Abbildung 7.9 für den Betriebspunkt $n=3000$ 1/min, $w_i=0,4$ kJ/l, VSE=50 °KW, VSA=60 °KW der Zündzeitpunkt, die Flammenkernbildungsgeschwindigkeit und die Energieumsatzpunkte dargestellt.

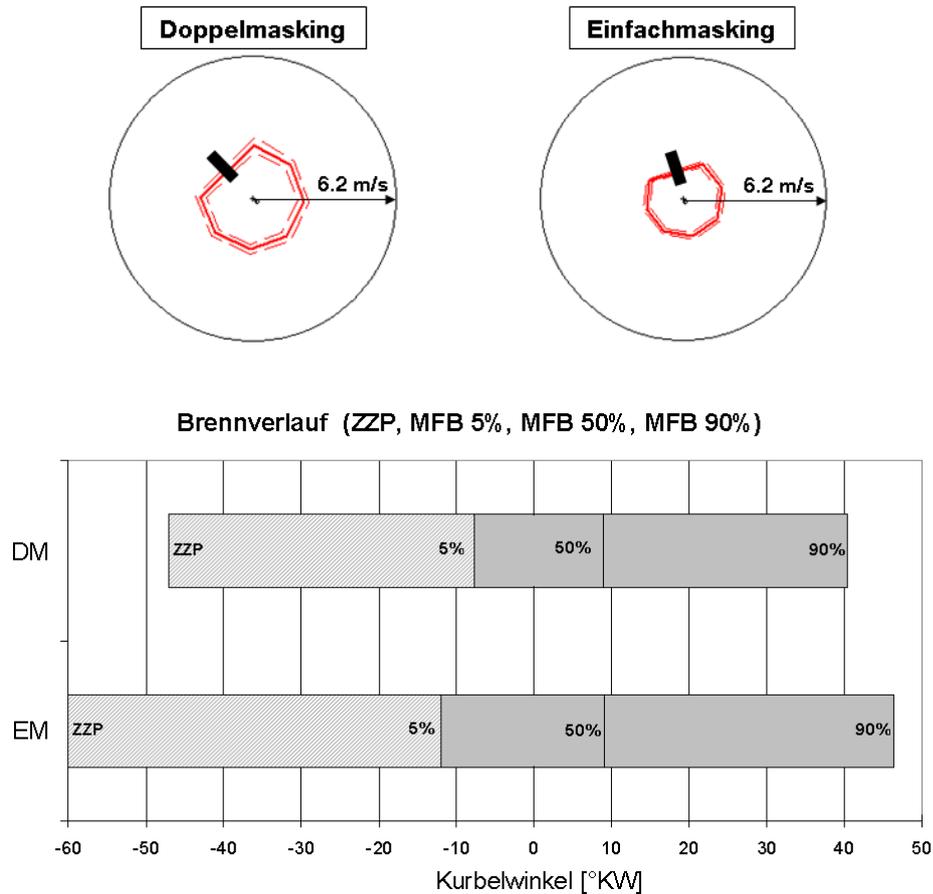


Abbildung 7.9: Entflammung und Brennverlauf im Betriebspunkt $n=3000$ 1/min, $w_i=0,4$ kJ/l, $VSE=50$ °KW, $VSA=60$ °KW, mit Doppel- (DM) und Einfachmasking (EM).

Die Messung der Entflammung mittels VisioFlame zeigt zwar eine etwas größere Fluktuation bei Doppelmasking, aber auch eine raschere Flammenkernbildung. Beide Varianten zeigen eine sehr symmetrische Ausbreitung des Flammenkerns. Die raschere Entflammung zeigt sich auch im deutlich reduzierten Vorzündbedarf (-13°KW) der Variante mit doppelter Maskierung und setzt sich in einer kürzeren Brenndauer fort. Auf eine Darstellung der Emissionen wird verzichtet, da diese trotz geänderten Brennverhaltens die gleichen Unterschiede wie im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l zeigen, mit geringfügigen Vorteilen für die Variante mit doppelter Maskierung.

Durch den geringeren Vorzündbedarf bei Doppelmasking erhält das Brennverfahren eine größere Robustheit bei Schwankungen des Luftverhältnisses, dem Restgasgehalt, der Ladungsbewegung und im transienten Betrieb und erzielt eine Absicherung gegen Streuungen in der Serienfertigung.

7.3 Einfluss des DI-Gemischbildners

Der Einspritzvorgang bestimmt gemeinsam mit der Ladungsbewegung die Qualität der Gemischbildung, die wiederum von wesentlicher Bedeutung für den Verbrennungsablauf ist. Folglich sind Injektorauslegung und Einspritzstrategie wichtige Parameter für die Erreichung der funktionalen Ziele hinsichtlich Verbrauch, Emissionen und Laufruhe.

7.3.1 Variation der Applikationsparameter

7.3.1.1 Einfacheinspritzung

Abbildung 7.10 und Abbildung 7.11 zeigen Variationen des Einspritzzeitpunktes mit verschiedenen Einspritzdrücken im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l am 2,9l Vollmotor unter standardmäßigen Randbedingungen.

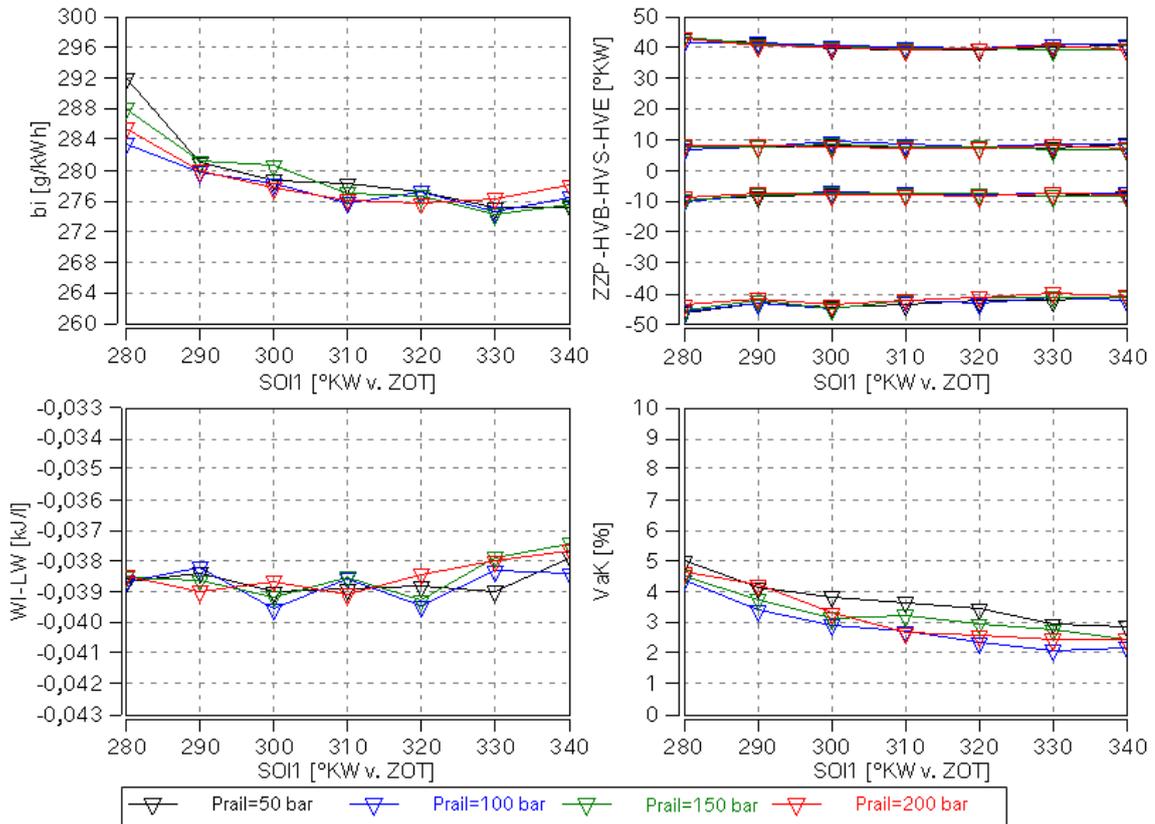


Abbildung 7.10: SOI-Variation mit unterschiedlichen Einspritzdrücken im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l, $VSE=55$ °KW, $VSA=65$ °KW, Einfluss auf Verbrennung und Ladungswechsel

Laufruhe, Zündzeitpunkt und Umsatzpunkte

Mit zunehmend späterem Einspritzzeitpunkt zeigt sich für alle Einspritzdrücke eine Verlangsamung der Verbrennung. Zur

Aufrechterhaltung einer optimalen Schwerpunktlage muss der Zündzeitpunkt in Richtung früh verschoben werden, was die Entflammungsbedingungen und damit auch die Laufruhe verschlechtert.

Verbrauch und Ladungswechselarbeit

Mit zunehmend späterem Einspritzzeitpunkt ergeben die langsamere Verbrennung und die zunehmenden Umsatzverluste einen Anstieg des Kraftstoffverbrauchs. Der Einfluss von Einspritzzeitpunkt und Einspritzdruck auf die Ladungswechselarbeit ist vernachlässigbar.

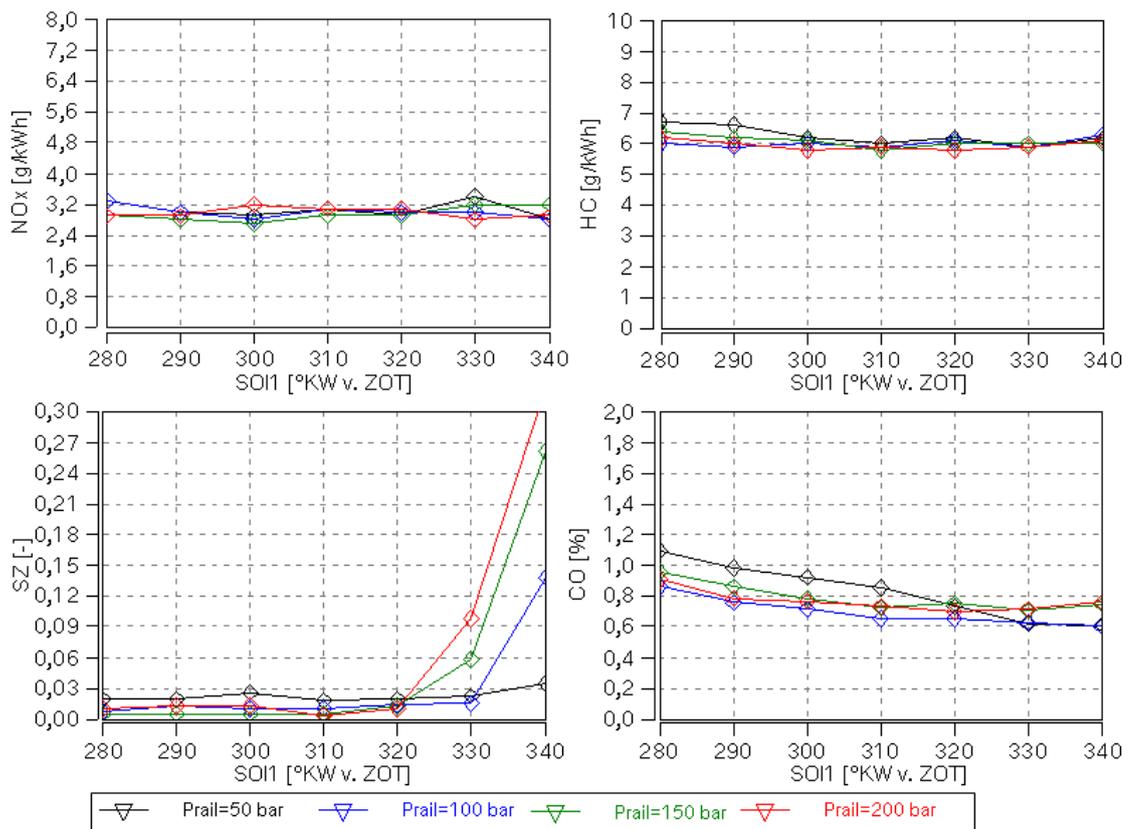


Abbildung 7.11: SOI-Variation mit unterschiedlichen Einspritzdrücken im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l, $VSE=55$ °KW, $VSA=65$ °KW, Einfluss auf Emissionen.

Emissionen

Bei frühen Einspritzzeitpunkten zeigt sich als Folge der Kolbenbenetzung ein deutlicher Anstieg der Rußemissionen. Der höhere Eindringimpuls mit größerem Einspritzdruck bedingt bei gleichem SOI eine stärkere Kraftstoffbenetzung des Kolbens, was die Ursache für die höheren Rußemissionen bei frühem SOI und steigendem Einspritzdruck ist. Mit späteren Einspritzzeitpunkten zeigt sich für alle Einspritzdrücke ein Anstieg der CO-Emissionen, der durch unvollständige Gemischhomogenisierung

verursacht wird. Die in Abbildung 7.10 gezeigte Verlangsamung der Verbrennung mit späterem Einspritzzeitpunkt würde bei homogenem Gemisch eine Absenkung der NO_x - (aufgrund reduzierter Spitzentemperaturen) und HC-Emissionen (bessere Nachoxidation aufgrund höherer Abgastemperatur) bedeuten. Da diese aber konstant bleiben, ist dies ein weiterer Hinweis auf eine unzureichende Homogenisierung mit späterem Einspritzzeitpunkt.

Die LIF-Aufnahmen aus dem Transparentmotor in Abbildung 7.12 zeigen das Spray kurz nach SOI und zum EOI sowie die Gemischzusammensetzung zu den Zeitpunkten 100 °KW und 60 °KW v. ZOT. Betriebspunkt, Einstellungen und Randbedingungen am Transparentmotor stimmen mit den entsprechenden Vollmotoruntersuchungen überein.

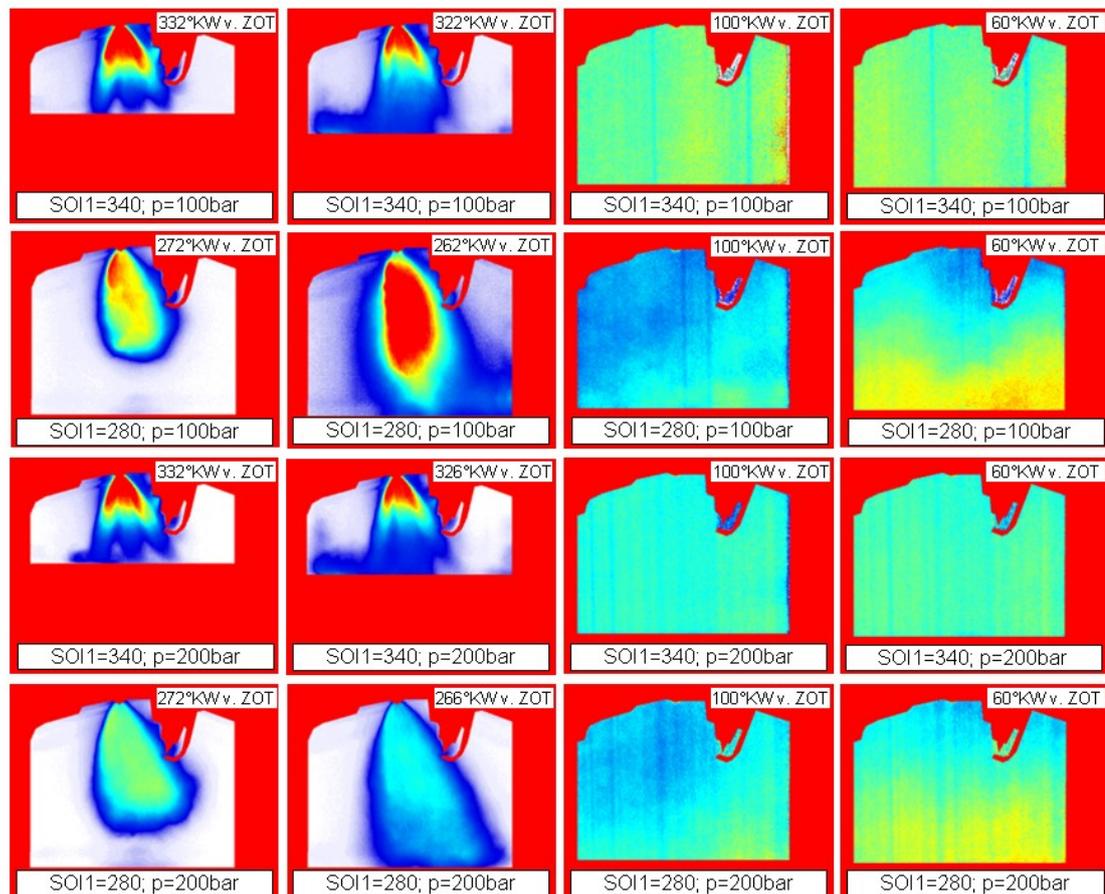


Abbildung 7.12: Gemischbildung im Transparentmotor im Betriebspunkt
 $n=2000$ 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l, $VSE=55$ °KW, $VSA=65$ °KW, Einfluss
Einspritzdruck und -timing.

Bei $\text{SOI1}=340$ °KW treffen große Anteile des Kraftstoffs auf die Kolbenmulde und werden von dieser umgelenkt. In Verbindung mit der durch die frühe Einspritzung relativ langen Gemischaufbereitungszeit ergibt sich ein sehr

gut homogenisiertes Gemisch in der Gasphase zum Zündzeitpunkt. Bei erhöhtem Einspritzdruck ergeben sich ein früheres Auftreffen des Kraftstoffes und eine stärkere Kraftstoffbenetzung des Kolbens aufgrund des größeren Sprayimpulses.

Bei $SOI1=280$ °KW wird ein Kontakt des Kraftstoffes mit der Kolbenmulde weitgehend vermieden. Der Ladungswechsel ist zu diesem Zeitpunkt schon nahezu beendet und die Einlassventile werden geschlossen, wodurch der Zylinderdruck aufgrund der beginnenden Expansion sinkt. Der geringere Gasdruck führt zu einem einsetzenden Flash-Boiling Effekt, in dessen Folge das Spray kollabiert und die Penetration sich deutlich erhöht. Man erkennt auch, dass trotz der ausgeprägten Tumbleströmung das Spray nicht von dieser erfasst bzw. mitgenommen wird. Stattdessen dringt der Kraftstoff tief in den Zylinder ein, wo er verdampft und aufbereitet wird. Zu späteren Kurbelwinkeln (nach UT) ist die Tumbleströmung bereits weitgehend dissipiert und die makroskopische Ladungsbewegung wird hauptsächlich vom Drall bestimmt, weswegen keine vertikale Durchmischung der Ladung erfolgt. Die kraftstoffreichen Zonen der Gasphase werden erst durch die Kolbenbewegung zum Zündort transportiert. Zum Zündzeitpunkt ergibt sich somit ein inhomogenes Gemisch mit mageren Zonen im oberen Bereich des Brennraumes. Erhöhter Einspritzdruck bewirkt ein feiner zerstäubtes Spray und einen höheren Sprayimpuls, wodurch sich die Penetration des Kraftstoffs weiter erhöht. Trotz des feineren Sprays mit kleineren Kraftstofftröpfchen wird das Gemisch nicht ausreichend von der Ladungsbewegung homogenisiert und weist zum ZZP magere Zonen an der Zündkerze auf.

Abbildung 7.13 zeigt Variationen des Einspritzbeginns mit unterschiedlichem Einspritzdruck im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l mit optimierten Steuerzeiten von $VSE=55$ °KW und $VSA=85$ °KW. Aufgrund der niedrigen Last ergibt sich ein mittlerer max. Einlassventilhub von $e_{V_{Hub}}=1,2$ mm. Infolge der kurzen Einlassphase mit frühem Einlass Schließt bei niedriger Drehzahl entsteht keine ausgeprägte Ladungsbewegung. Zusätzlich ergeben sich niedrigere Bauteiltemperaturen, was speziell das Abdampfen von während der Einspritzung auf den Kolben aufgetragenem Kraftstoff erschwert.

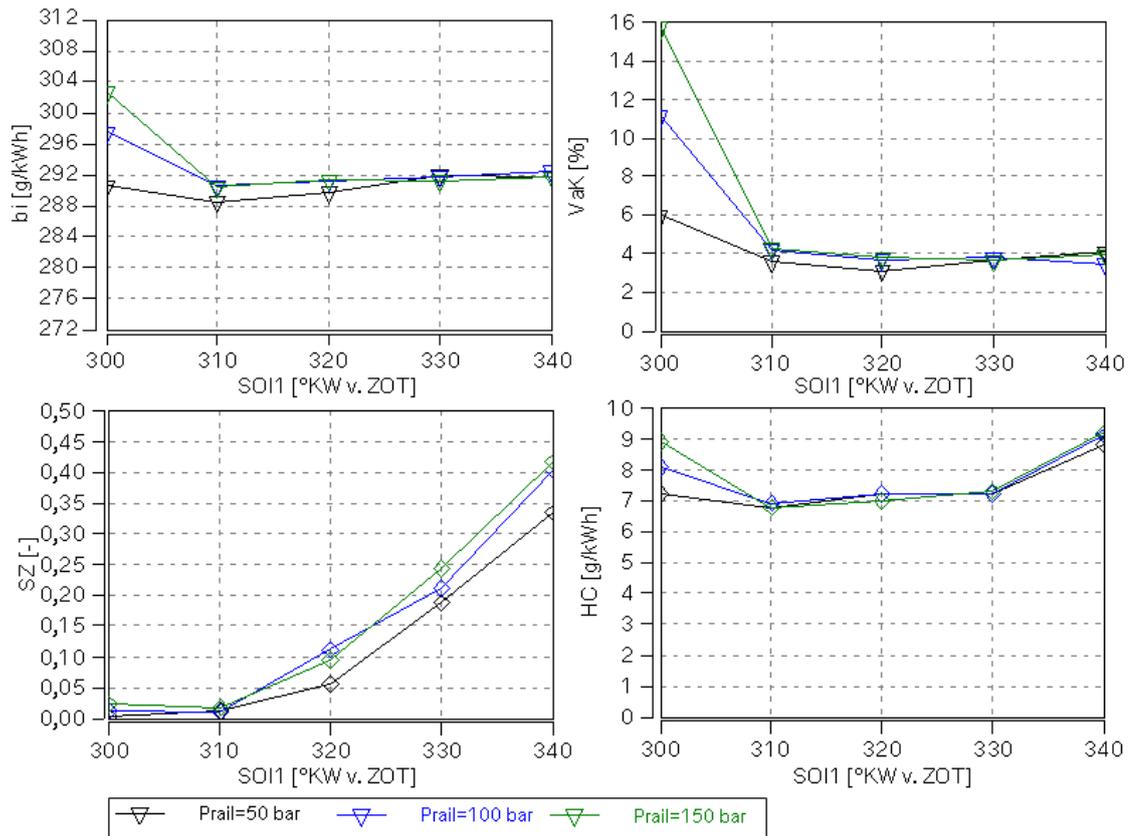


Abbildung 7.13: SOI-Variation mit unterschiedlichen Einspritzdrücken im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, $VSE=55$ °KW, $VSA=85$ °KW.

Laufruhe und Verbrauch

Der Variationskoeffizient der indizierten Arbeit zeigt das bekannte Verhalten mit guter Laufruhe bei frühem SOI aufgrund der Gemischbildungsunterstützung des Kolbens. In diesem Betriebspunkt zeigen sich bereits bei $SOI1=300$ °KW v. ZOT eine unakzeptabel schlechte Laufruhe und einzelne Aussetzer. Ursächlich hierfür ist die beschriebene Gemischbildungsproblematik, die bei spätem SOI ein mageres Gemisch an der Zündkerze ergibt. In Kombination mit einem möglichst hohen Restgasgehalt wird die Aussetzergrenze bereits sehr früh erreicht. Der beste Verbrauch ergibt sich bei $SOI1=310$ °KW v. ZOT, da hier der beste Kompromiss zwischen geringstmöglicher Kolbenbenetzung und guter Gemischhomogenisierung vorliegt.

Emissionen

Aufgrund der geringeren Kolbentemperatur und Ladungsbewegung dampft der Kraftstoffwandfilm in der Kolbenmulde nur noch unvollständig ab, was bei frühen Einspritzzeitpunkten zu deutlichen Rußemissionen und einem Anstieg der HC-Emissionen führt. Die vereinzelt Verbrennungsaussetzer bei $SOI1=300$ °KW v. ZOT sind die Ursache für den starken HC-Anstieg.

Beim Vergleich der Betriebspunkte $n=2000$ 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l und $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l zeigt sich, dass der Gemischbildungszielkonflikt zwischen Kolbenbenetzung und unzureichender Homogenisierung bei kleineren Lasten und Drehzahlen stärkere Auswirkungen hat.

7.3.1.2 Mehrfacheinspritzung

Durch Verteilung der erforderlichen Kraftstoffmenge auf mehrere Teileinspritzungen erhält man zusätzliche Stellhebel zur Optimierung der Gemischbildung. Aufgrund der begrenzten Dynamik des Magnetspulenantriebes ist eine sinnvolle Aufteilung der geringen Einspritzmengen im unteren Teillastgebiet nur auf zwei Teileinspritzungen möglich. Eine Zweifacheinspritzung im Saughub zeigt unabhängig von der Mengenaufteilung das gleiche Verhalten wie bei Einfacheinspritzung. Deshalb wird hier auf eine Ergebnisdarstellung verzichtet. In Abbildung 7.14 und Abbildung 7.15 sind die Ergebnisse einer EO12-Variation mit unterschiedlichem t_{i2} im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l am 3,0l Vollmotor dargestellt. Die erste Einspritzung wurde dabei im Saughub mit $SOI1=320$ °KW v. ZOT abgesetzt und beinhaltet ca. 60–80 % der Gesamteinspritzmenge. Der Motor wurde unter den üblichen Randbedingungen mit einem Einspritzdruck von $p_{rail}=50$ bar betrieben. Für eine vergleichende Betrachtung zeigt die rote Linie das Niveau einer Einfacheinspritzung im gleichen Betriebspunkt mit gleichen Spreizungen.

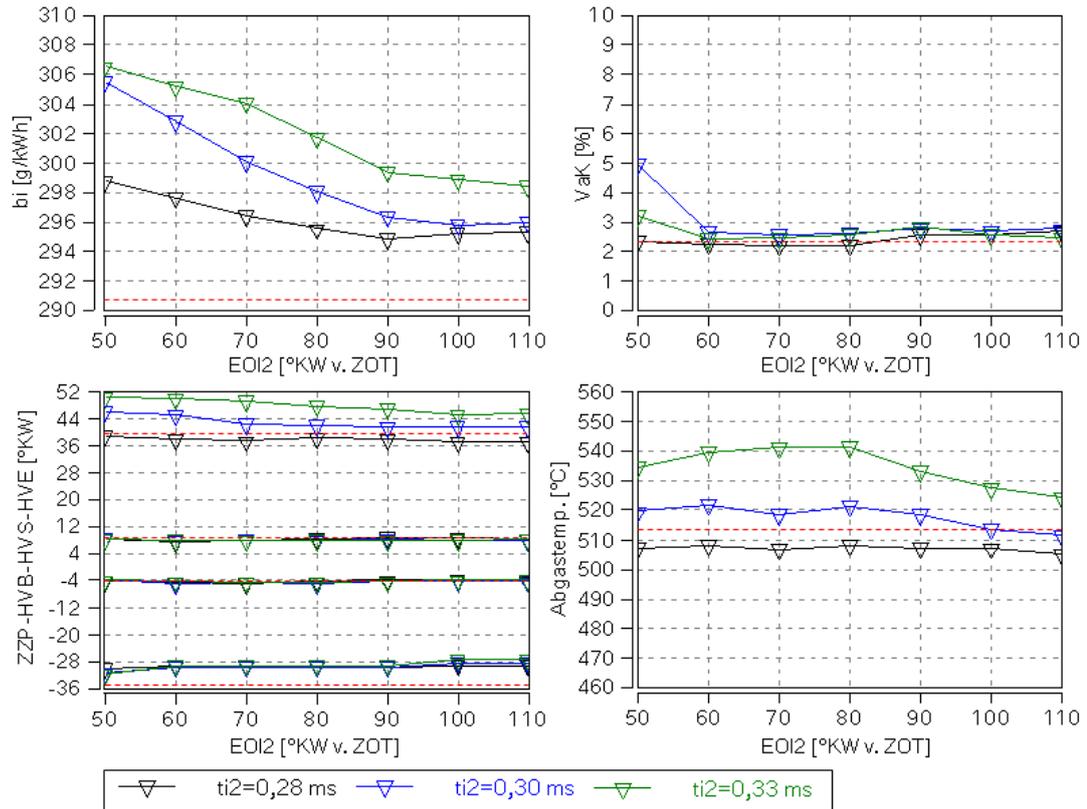


Abbildung 7.14: EOI2-Variation mit unterschiedlichem t_{i2} im Betriebspunkt
 $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, $VSE=65$ °KW, $VSA=85$ °KW.

Verbrennung und Abgastemperatur

Im Vergleich zur Einfachspritzung zeigt sich bei Doppelspritzung eine durchgängige Reduktion des Vorzündbedarfs um ca. 6 °KW. Obwohl sich dadurch keine Verbesserung der Laufruhe ergibt, verschafft die raschere Entflammung zusätzlichen Spielraum zur Erhöhung des internen Restgasgehaltes über Reduktion der Auslassspritzung. Bei kleinstmöglichem t_{i2} zeigt sich im Vergleich zur Einfachspritzung eine kürzere Brenndauer. Eine weitere Erhöhung von t_{i2} führt jedoch bei gleicher Schwerpunktlage zu einem späteren Brenneende und einer höheren Abgastemperatur. Der indizierte Kraftstoffverbrauch liegt bei Doppelspritzung auf einem höheren Niveau als bei Einfachspritzung und steigt mit größerem t_{i2} und späterem EOI2 weiter an.

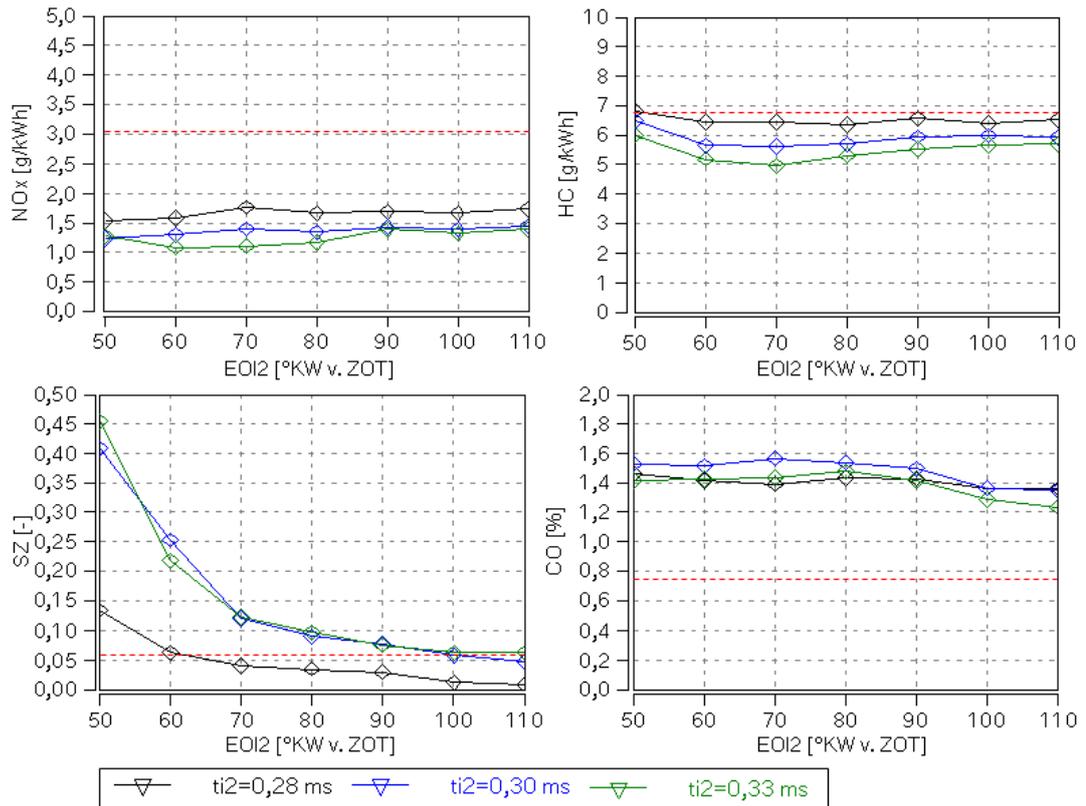


Abbildung 7.15: EOI2-Variation mit unterschiedlichem t_{i2} im Betriebspunkt
 $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, $VSE=65$ °KW, $VSA=85$ °KW.

Emissionen

Bei Doppeleinspritzung zeigen sich im Vergleich zur Einfach einspritzung deutlich niedrigere NO_x-Emissionen. Die Gründe hierfür sind zum einen die Gemischkühlung durch Einspritzung in die Kompression, und zum anderen eine ausgeprägte Gemischschichtung, was auch die massiv erhöhten CO-Emissionen bei Doppeleinspritzung erklärt. Die Reduktion der Kolbenbenetzung bei Doppeleinspritzung und die mit t_{i2} steigenden Abgastemperaturen führen zu einem Absinken der HC-Emissionen. Die Rußemissionen steigen mit späterem EOI₂ und größerem t_{i2} wieder an.

Die LIF-Aufnahmen vom Transparentmotor in Abbildung 7.16 zeigen die zweite Einspritzung kurz vor EOI, zum EOI und 20 °KW nach EOI im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l.

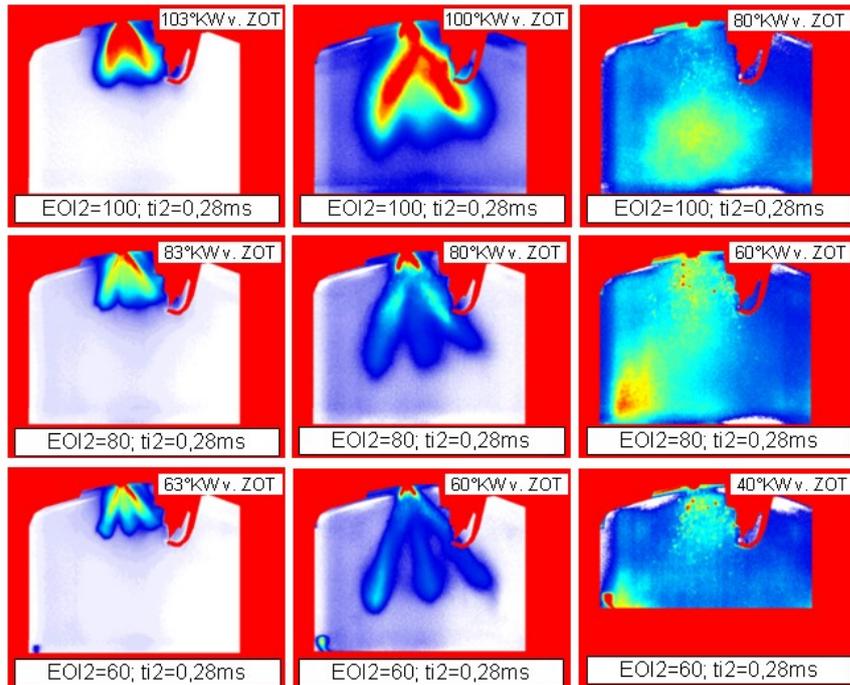


Abbildung 7.16: EOI2-Variation im Transparentmotor im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kj/l.

Mit zunehmend späterem EOI2 ergibt sich durch den steigenden Zylinderdruck eine Abschwächung des Flash-Boiling Effekts, wodurch das Spray nicht mehr zusammenklappt. Trotz des höheren Temperatur- und Druckniveaus in der Kompression ist der Kraftstoff der zweiten Einspritzung auch 20 °KW nach Einspritzende noch nicht vollständig verdampft und man erkennt Zonen mit sehr fettem Gemisch, die ursächlich für die hohen Rußemissionen sind. Zusätzlich zeigt sich bei EOI2=60 °KW v. ZOT, dass der Kolben durch die tief eindringende zweite Einspritzung getroffen wird.

Die Aufnahmen veranschaulichen, dass der Kraftstoff der zweiten Einspritzung nicht vollständig aufbereitet wird und die Doppeleinspritzstrategie ein heterogenes Gemisch zum Zündzeitpunkt erzeugt. Durch die Einspritzung einer sehr kleinen Kraftstoffmenge in der Kompressionsphase lassen sich jedoch die Entflammungsbedingungen aufgrund lokaler Gemischanreicherung an der Zündkerze verbessern. Die über die zweite Einspritzung generierte Turbulenz verkürzt außerdem den Brennverzug und die Brenndauer, was eine erhöhte Restgasverträglichkeit bewirkt und weiteres Entdrosselungspotenzial eröffnet.

7.3.2 Auslegung Spray und Durchfluss

7.3.2.1 Spraylayout

Eine Untersuchung der in Abbildung 6.6 gezeigten Sprayvarianten im Teillastbetrieb soll zeigen, ob sich über optimierte Sprayauslegung die räumliche Verteilung des eingespritzten Kraftstoffes verbessern lässt. Abbildung 7.17 zeigt LIF-Aufnahmen aus dem Transparentmotor während der Einspritzung, zum EOI und die Gemischverteilung kurz vor Zündung. Es werden dabei zwei Einspritzzeitpunkte mit 100 bar Einspritzdruck im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l für die Sprayvarianten V4 und V9 miteinander verglichen. Die entsprechenden Darstellungen für das V2 Spray sind in Abbildung 7.12 ersichtlich.

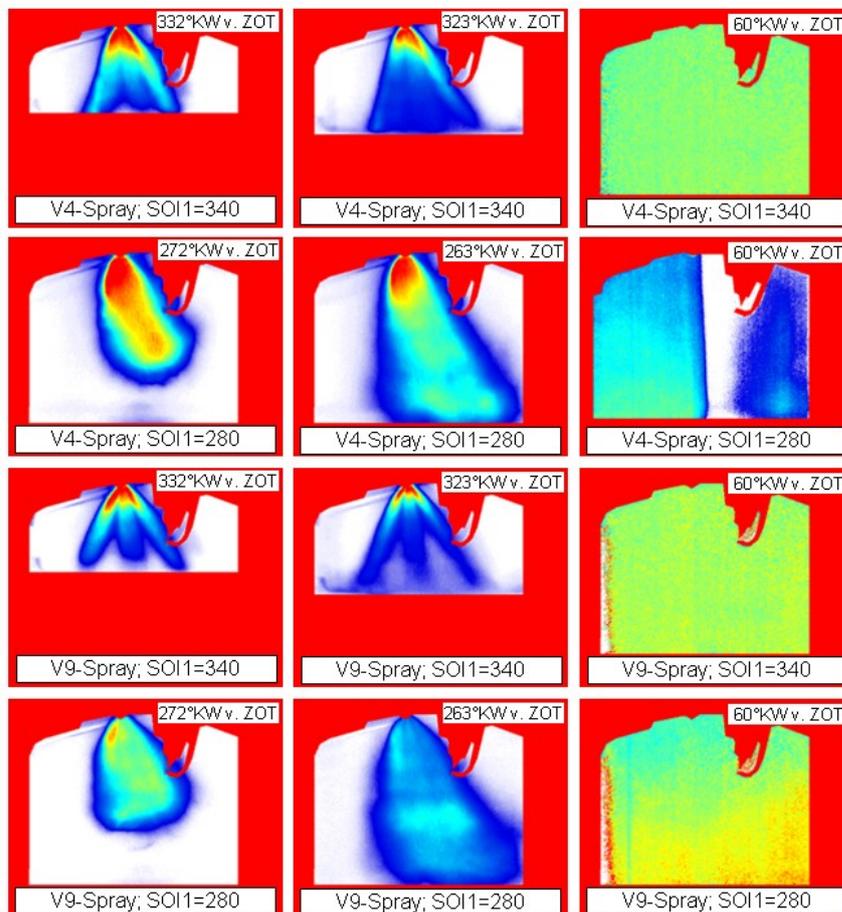


Abbildung 7.17: SOI1-Variation im Transparentmotor im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l, Einfluss Spraylayout.

Bei $SOI1=340$ °KW v. ZOT zeigt die Variante V4 im Vergleich zu V2 keine signifikanten Unterschiede. Beim V9-Spray bewirken die flacher ausgerichteten Einzelspraykeulen eine geringere Eindringung in Zylinderlängsrichtung. Dadurch trifft der Kraftstoff erst zu späteren Kurbelwinkeln auf die Kolbenmulde auf, was eine Vergrößerung der

benetzten Oberfläche bewirkt. Zum Zündzeitpunkt zeigen beide Varianten ein vollständig homogenisiertes Gemisch.

Bei $SOI1=280$ °KW v. ZOT zeigen V4- und V9-Spray ein grundsätzlich gleiches Verhalten wie das V2-Spray mit einer Gemischschichtung zum Zündzeitpunkt (Ein verunreinigter Kolbenboden ist die Ursache für die schlechte Auflösung und die ausgeblendeten Bereiche im Bild des V4-Sprays zu 60 °KW v. ZOT). Zu Beginn der Einspritzung zeigt sich jedoch dass das V4-Spray im Vergleich zum V2-Spray zumindest teilweise von der Ladungsbewegung erfasst wird. Der größere Kegelwinkel des V9-Sprays führt zur Erhöhung der Abstände zwischen den Einzelkeulen, was den Druckabfall innerhalb des Spraykegels reduziert. Zwar kollabiert auch das V9-Spray unter Flash-Boiling Bedingungen, jedoch bleibt die breitere Form zumindest teilweise erhalten, und die Penetration ist geringer als bei den engeren V2- und V4-Sprays.

Die thermodynamischen Resultate der verschiedenen Sprayvarianten sind in Abbildung 7.18 dargestellt, die die Ergebnisse einer SOI-Variation bei Einfacheinspritzung mit 100 bar Einspritzdruck im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l am Einzylinder-Motor zusammenfasst. Der Motor wurde dabei unter standardmäßigen Randbedingungen betrieben.

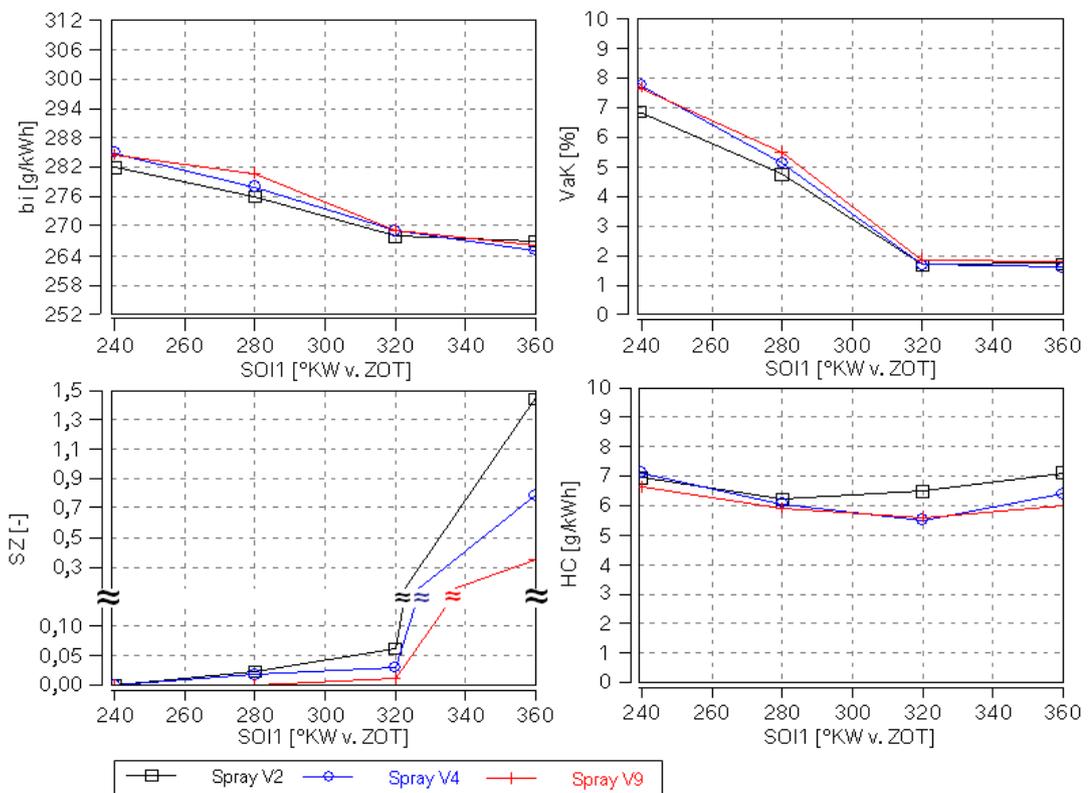


Abbildung 7.18: SOI1-Variation im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l, Einfluss Spraylayout.

Es zeigt sich, dass die geringfügigen Gemischbildungsvorteile der Varianten V4 und V9 bei spätem SOI nicht ausreichen, um eine Verbesserung der Laufruhe zu erzielen. Sämtliche Sprayvarianten zeigen mit spätem SOI einen erhöhten Vorzündbedarf aufgrund eines mageren Gemisches an der Zündkerze, in dessen Folge die langsame und verschleppte Verbrennung zu schlechter Laufruhe und erhöhtem Verbrauch führt. Die größere freie Strahllänge des V9-Sprays und die großflächigere Verteilung des Kraftstoffes am Kolben der Varianten V4 und V9 führen zu einer deutlichen Reduktion von Ruß- und HC-Emissionen bei frühen Einspritzzeitpunkten.

7.3.2.2 Hydraulischer Durchfluss

Eine deutliche Reduktion des hydraulischen Durchflusses bedingt bei gleicher einzuspritzender Kraftstoffmenge eine in etwa zur Durchflussreduktion proportionale Verlängerung der Einspritzdauer. Bei gleich bleibender Injektordynamik erhält man dadurch zusätzlichen Applikationsspielraum im Teillastbetrieb.

Im Folgenden werden zwei Injektoren mit V2-Spray und einem stationären Durchfluss von 20 ccm/s bzw. 5,4 ccm/s bei 100 bar Einspritzdruck miteinander verglichen. Abbildung 7.19 zeigt den Einspritzverlauf und die Gemischverteilung kurz vor Zündung im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l, mit $SOI=280$ °KW v. ZOT für den Injektor mit $Q_{stat}=5,4$ ccm/s. Die vergleichbaren Bilder des Injektors mit 20 ccm/s sind in Abbildung 7.12 dargestellt.

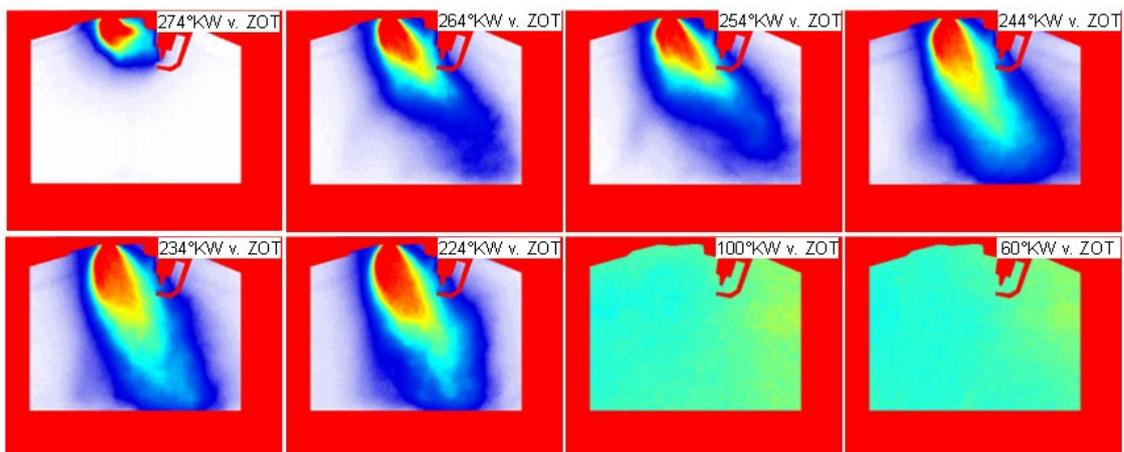


Abbildung 7.19: Gemischbildung im Transparentmotor im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l, $SOI=280$ °KW v. ZOT; V2-Spray mit $Q_{stat}=5,4$ ccm/s.

Es zeigt sich, dass der kleinere Kraftstoffmassenstrom zu Beginn der Einspritzung von der Ladungsbewegung in Richtung Auslass verweht wird. Das Bild zu 244 °KW v. ZOT (die Einlassventile sind schon nahezu geschlossen) zeigt, dass hier die Tumbleströmung bereits abnimmt und das

7 Analyse und Optimierung der Gemischbildung im Teillastbetrieb

Spray nur mehr geringfügig erfasst wird. Durch die drastische Reduktion der eingespritzten Kraftstoffmasse pro Kurbelwinkel zeigt sich während der Ansaugphase eine Interaktion zwischen Tumble und Spray. In Kombination mit der zeitlich verlängerten Kraftstoffeinbringung wegen der ca. vierfachen Einspritzdauer gegenüber dem Injektor mit 20 ccm/s Durchfluss ergibt sich zum Zündzeitpunkt ein sehr gut homogenisiertes Gemisch.

Abbildung 7.20 zeigt die Ergebnisse einer SOI-Variation des gleichen Betriebspunktes am thermodynamischen Einzylinder-Motor unter den standardmäßigen Randbedingungen für Teillastuntersuchungen mit den beiden V2-Injektoren mit 20 ccm/s bzw. 5,4 ccm/s statischen Durchfluss.

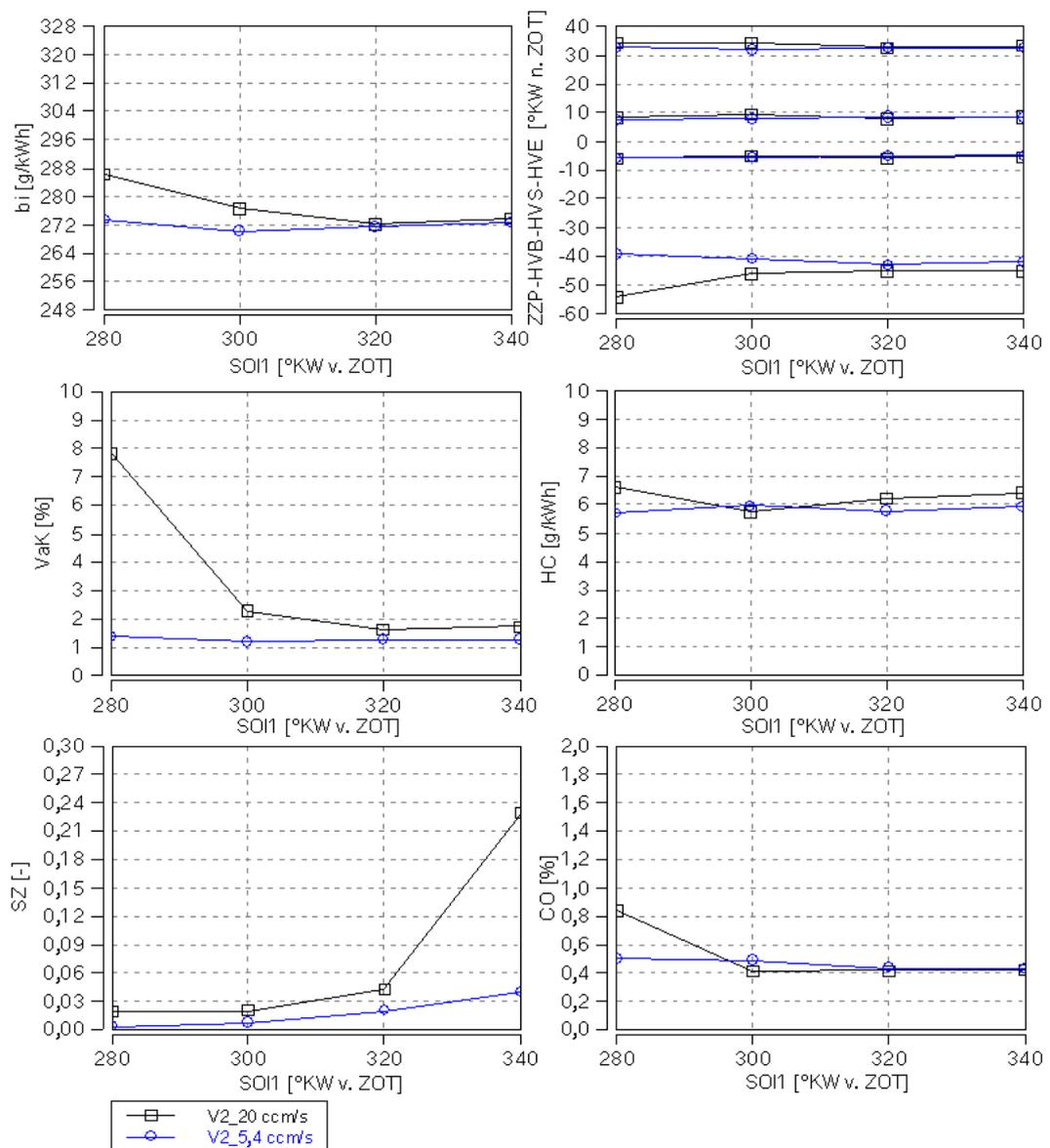


Abbildung 7.20: SOI-Variation im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $w_i=0,27$ kJ/l, Einfluss Q_{stat} .

Laufruhe, Umsatzpunkte, Kraftstoffverbrauch

Während sich bei frühen Einspritzzeitpunkten keine markanten Unterschiede zeigen, wird die am Transparentmotor gezeigte bessere Gemischbildung bei $SOI=280$ °KW v. ZOT für den Injektor mit $Q_{stat}=5,4$ ccm/s durch den gleich bleibenden Vorzündbedarf und die gute Laufruhe bestätigt. Demzufolge bleibt auch der Kraftstoffverbrauch des Injektors mit $Q_{stat}=5,4$ ccm/s bei spätem SOI nahezu konstant.

Emissionen

Bei frühen SOI's zeigt der Injektor mit $Q_{stat}=5,4$ ccm/s deutlich weniger Ruß und etwas geringere HC-Emissionen aufgrund der reduzierten Kolbenbenetzung und der großflächigeren Verteilung wegen der längeren Einspritzdauer. Bei spätem SOI nehmen die HC-Emissionen weiter ab und es entsteht nahezu kein Ruß. Aufgrund der besseren Gemischbildung zeigt der Injektor mit $Q_{stat}=5,4$ ccm/s bei $SOI=280$ °KW v. ZOT auch nahezu keinen Anstieg der CO-Emissionen.

7.3.3 Flash-Boiling

Wird bei der Einspritzung des Kraftstoffes der Dampfdruck einer oder mehrerer Kraftstoffkomponenten unterschritten, so führt dies zu deren augenblicklicher Verdampfung unmittelbar nach Austritt aus dem Spritzloch. Dieser als Flash-Boiling bezeichnete Effekt ist somit abhängig von Gasdruck, Kraftstoff- und Gastemperatur und hat einen prinzipiell positiven Einfluss auf die Gemischbildung. Die plötzliche Verdampfung einzelner Kraftstofftropfen ergibt einen sehr guten Strahlaufbruch im düsennahen Bereich, wodurch sich der Kegelwinkel der Einzelspraykeulen vergrößert und diese miteinander überlappen und interagieren. Der lokale Wärmeentzug aufgrund der Kraftstoffverdampfung führt zu einer Temperatur- und Druckabsenkung der Luft im Bereich des Sprays. Die geringere Luftmasse im Inneren des Spraykegels wird stärker abgekühlt als die größere umgebende Luftmasse im Zylinder und es entsteht eine Druckdifferenz zwischen Innen- und Außenseite des Spraykegels. Ist die Spraystruktur eher eng, kommt es aufgrund fehlender Luftspalte (zwischen den Einzelspraykeulen) zu keinem Druckausgleich zwischen Innen- und Außenseite des Spraykegels, was zu einem Kollabieren der gesamten Spraystruktur führen kann. Diese auf dem Flash-Boiling basierenden Folgeeffekte zeigen somit einen erheblichen Einfluss auf das Spraybild eines Mehrlochinjektors. Neben den genannten Parametern, die vornehmlich die Verdampfungsneigung beeinflussen, zeigt zusätzlich der Einspritzdruck einen Einfluss auf die Spraycharakteristik unter Flash-Boiling Bedingungen.

7 Analyse und Optimierung der Gemischbildung im Teillastbetrieb

Abbildung 7.21 zeigt Mie-Aufnahmen aus einer Einspritzkammer zum Einspritzende $t_{img}=1,0\text{ ms}$ mit Realkraftstoff. Um den Einfluss auf die Spraycharakteristik zu bewerten, wurden bei konstanter Einspritzdauer $t_i=1,0\text{ ms}$ Kraftstoffdruck, -temperatur und Kammerbedingungen variiert.

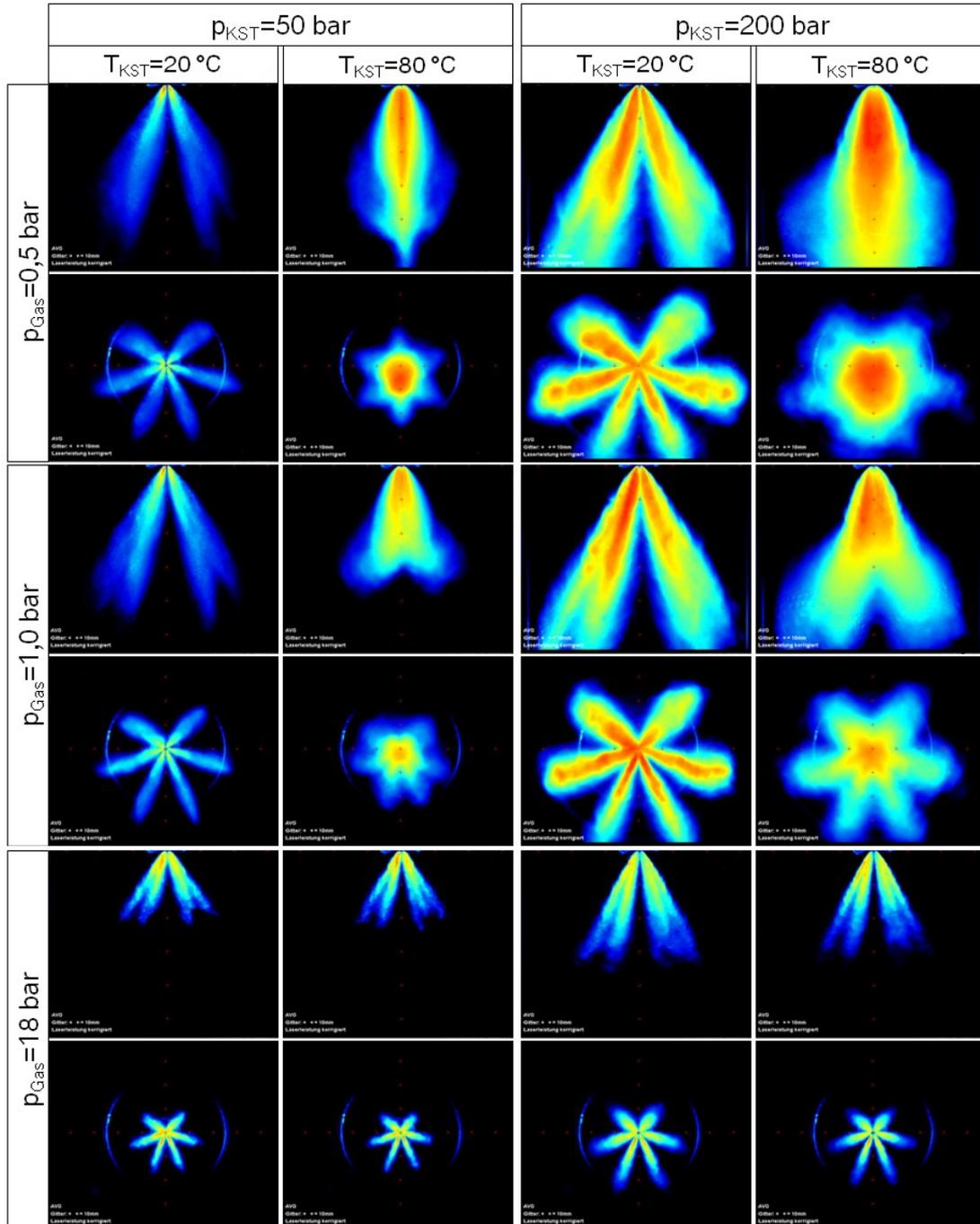


Abbildung 7.21: Einfluss Kraftstoffdruck, -temperatur und Gegendruck auf das Spraybild.

Man erkennt bei einer Kraftstofftemperatur von $T_{KST}=20\text{ °C}$, dass selbst bei einem Gasdruck von $p_{Gas}=0,5\text{ bar}$ kein Flash-Boiling auftritt und die einzelnen Spraykeulen ihre eigenständige Struktur erhalten. Die Penetration

des Sprays steigt mit dem Einspritzdruck und sinkt mit zunehmendem Gasdruck. Mit einer Kraftstofftemperatur von $T_{KST}=80\text{ °C}$ zeigt sich bereits bei einem Gasdruck von $p_{Gas}=1,0\text{ bar}$ das Zusammenwachsen der Einzelspraykeulen zu einem dichten Spraykegel mit einer Abnahme der radialen Ausbreitung im unteren Bereich des Spraykegels (Glockenform). Eine weitere Druckabsenkung auf $p_{Gas}=0,5\text{ bar}$ erhöht die Anzahl der Kraftstoffkomponenten, die zum Flash-Boiling neigen und führt zum vollständigen Kollabieren des Sprays. Die Gesamtspraystruktur ähnelt einem einzelnen Einspritzstrahl mit geringer radialer Ausdehnung und erhöhter axialer Penetration. An den Horizontalschnitt-Aufnahmen erkennt man die vollständige Fusion der Einzelkeulen.

Lediglich bei einem erhöhten Gasdruck von $p_{Gas}=18\text{ bar}$ zeigt die Kraftstofftemperatur keinen Einfluss auf das Spraybild und die Struktur der Einzelspraykeulen bleibt bestehen.

7.4 Einfluss Kolbengeometrie

Die für eine optimale Homogenisierung erforderlichen frühen Einspritzzeitpunkte bedingen einen Kontakt des flüssigen Kraftstoffes mit der Kolbenmulde, was bei unvollständigem Abdampfen des Kraftstoffes zu Rußbildung führt. Eine größere freie Strahllänge sollte sich hierbei positiv auswirken. Die dazu notwendige Vergrößerung des Abstandes zwischen Injektorspitze und Kolbenmulde wird durch eine tiefere Kolbenmulde erreicht. Zur Untersuchung des Einflusses wurden die beiden in Abbildung 6.9 gezeigten Kolbenmulden im Teillastbetrieb bewertet. Die in Abbildung 7.22 dargestellten Ergebnisse zeigen eine SOI-Variation mit beiden Kolbenvarianten im Betriebspunkt $n=2000\text{ 1/min}$, $w_i=0,27\text{ kJ/l}$ am thermodynamischen Einzylinder-Motor. Unter den standardmäßigen Randbedingungen wurde der Motor mit Einlassspreizung $VSE=50\text{ °KW}$ und Auslassspreizung $VSA=60\text{ °KW}$ betrieben.

Emissionen

Die Schwärzungszahl zeigt den erwarteten Vorteil der längeren freien Strahllänge mit reduzierten Rußemissionen des K2-Kolbens bei frühen Einspritzzeitpunkten. Dem entgegen stehen deutlich höhere HC-Emissionen des K2-Kolbens.

Verbrauch, Laufruhe

Die Unterstützung der Gemischbildung bei frühem SOI funktioniert mit beiden Kolbengeometrien gleichermaßen, was die guten Laufruhewerte aufgrund sehr guter Homogenisierung bestätigen. Mit zunehmend späterem SOI nimmt der Einfluss des Kolbens auf die Gemischbildung ab, wodurch

sich bei beiden Kolbenformen die bekannten Effekte der unzureichenden Homogenisierung zeigen und die Laufruhe gleichermaßen abnimmt. Aufgrund der etwas höheren HC-Emissionen liegt der Kraftstoffverbrauch mit dem K2-Kolben um ca. 1,5% über dem Niveau des K1-Kolbens.

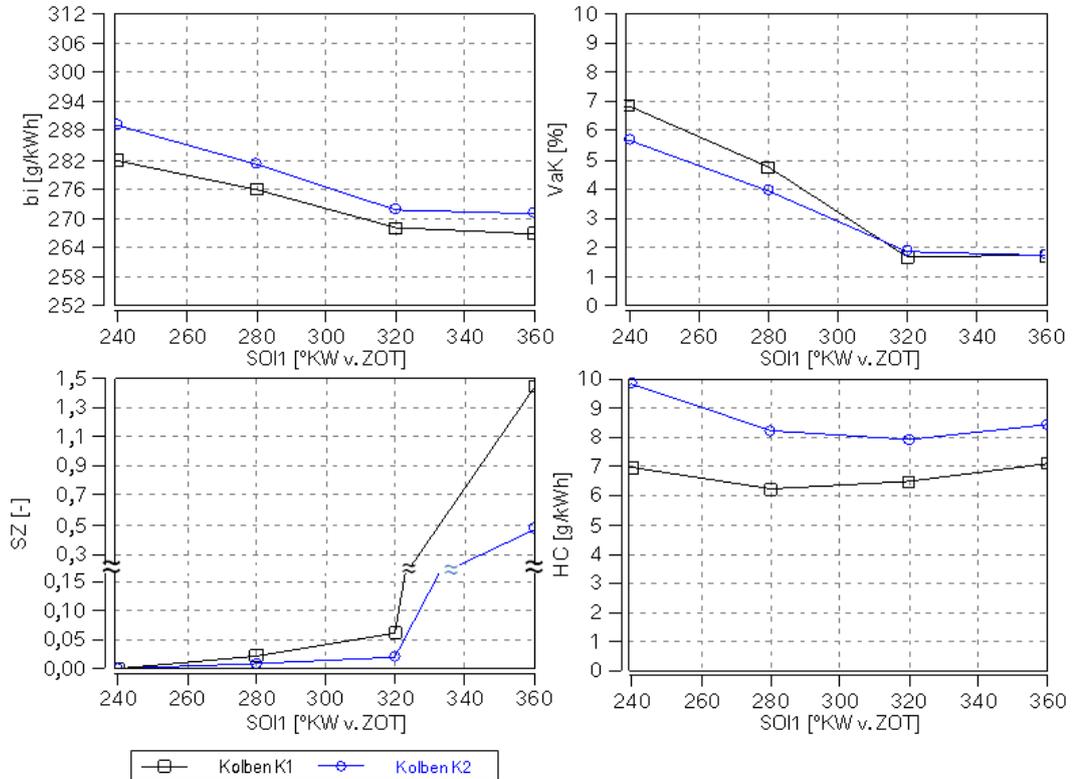


Abbildung 7.22: SOI1-Variation im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $w_1=0,27$ kJ/l, Einfluss Kolbengeometrie.

7.5 Vergleich Direkt- und Saugrohreinspritzung

Die bisherigen Betrachtungen zielten darauf ab, die Gemischbildung bei Direkteinspritzung zu verbessern und die dafür wesentlichen Stellhebel zu identifizieren. Es zeigte sich jedoch, dass eine perfekte Homogenisierung des Gemisches nur bei früher Einfacheinspritzung erreicht wird. Die damit verbundene Kolbenbenetzung beinhaltet allerdings das Risiko höherer Rußemissionen. Im Gegensatz zur Saugrohreinspritzung wird bei Direkteinspritzung der gesamte Kraftstoff im Brennraum verdampft, was eine geringere Ladungstemperatur zur Folge hat. Ob dies bei den geringen Kraftstoffmassen auch eine Auswirkung auf die Restgasverträglichkeit hat, wurde am 3,0l Vollmotor untersucht, da dieser den Betrieb mit beiden Gemischbildungsvarianten und vollvariabler Aufteilung ermöglicht.

Die Saugrohreinspritzventile wurden so angeordnet, dass das Spray auf die Einlassventile ausgerichtet ist und eine Benetzung der Einlasskanalwände

möglichst vermieden wird. Bei Voruntersuchungen hat sich gezeigt, dass der Einspritzzeitpunkt bei Saugrohreinspritzung für den betriebswarmen Motor keinen markanten Einfluss auf das Brennverhalten und die Rohemissionen zeigt. Um die Verdampfungszeit zu maximieren und so den größtmöglichen Unterschied zwischen Direkt- und Saugrohreinspritzung zu erhalten, wurde der Einspritzzeitpunkt der Saugrohreinspritzung unmittelbar nach Einlassschluss gewählt.

Abbildung 7.23 zeigt zwei Spreizungsvariationen am 3,0l Vollmotor im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, die unter den standardmäßigen Randbedingungen gefahren wurden. Die Einspritzparameter bei DI-Betrieb wurden zur Erzielung einer bestmöglichen Homogenisierung mit $SOI1=340$ °KW v. ZOT und $p_{Rail}=50$ bar gewählt.

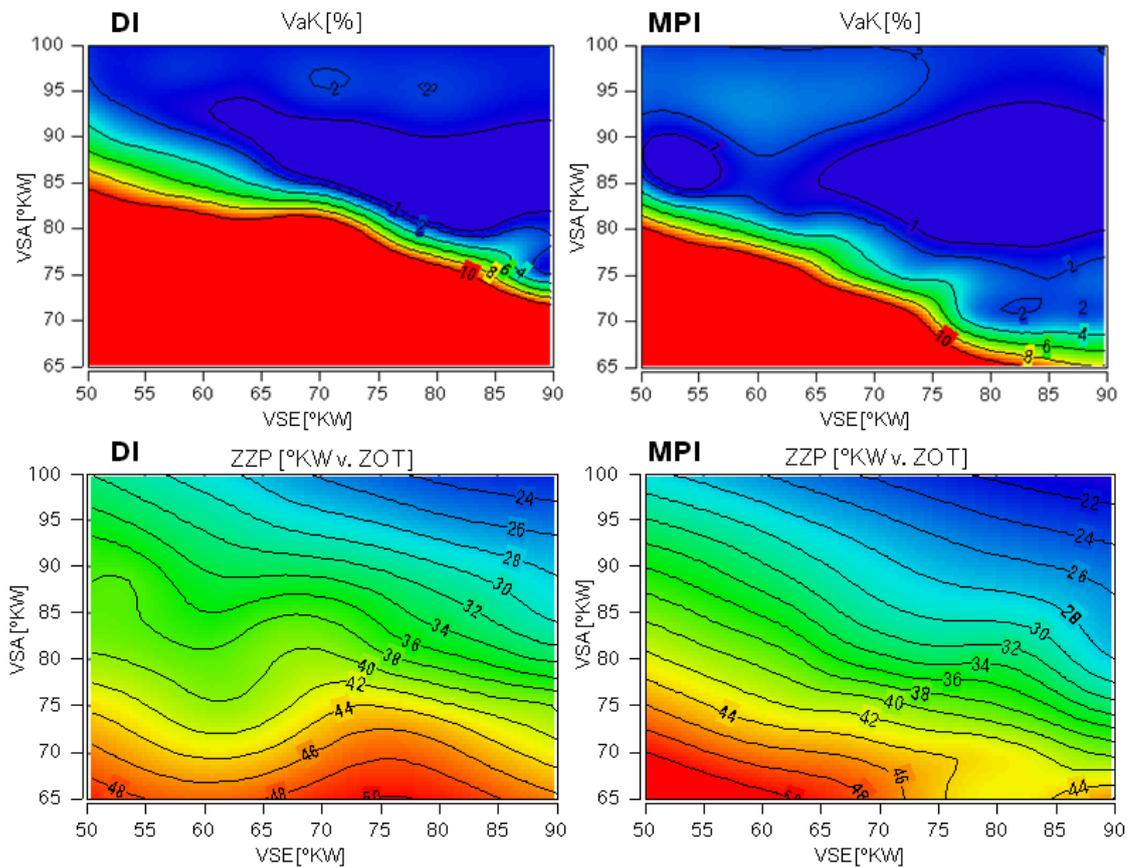


Abbildung 7.23: Spreizungs-Variation im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, Einfluss der Gemischbildung auf Laufruhe mit DI (links) und MPI (rechts).

Im Vergleich zur Direkteinspritzung zeigt der Betrieb mit Saugrohreinspritzung eine höhere Restgasverträglichkeit, wodurch kleinere Auslassspreizungen bei gleicher Laufruhe fahrbar sind. Ein Vergleich der Zündwinkel zeigt einen um 2–3 $^{\circ}KW$ geringeren Vorzündbedarf bei Saugrohreinspritzung. Ein Grund hierfür könnte die Temperaturabsenkung bei Direkteinspritzung aufgrund der Verdampfungsenthalpie des

Kraftstoffes sein. Setzt man in einer idealisierten Betrachtung voraus, dass die Verdampfungsenthalpie des Kraftstoffes bei Direkteinspritzung ausschließlich der Zylinderladung entzogen wird und berechnet nach einer polytropen Verdichtung die Kompressionsendtemperatur, ergibt sich im Vergleich zu vollständiger Verdampfung im Saugrohr eine Temperaturdifferenz von ca. 28 K. Eine darauf basierende Berechnung des Zündverzuges nach [58] ergibt bei der betrachteten Drehzahl eine Differenz im Vorzündbedarf von ca. 1 °KW. In Realität wird die Verdampfungswärme des Kraftstoffes bei Direkteinspritzung jedoch auch zum Teil dem Kolben entzogen, weswegen der Unterschied in der Ladungstemperatur zum Zündzeitpunkt etwas geringer ist. Abbildung 7.24 zeigt die Ladungswechselschleifen für den Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, $VSE=50$ °KW und $VSA=100$ °KW für Direkt- und Saugrohreinspritzung.

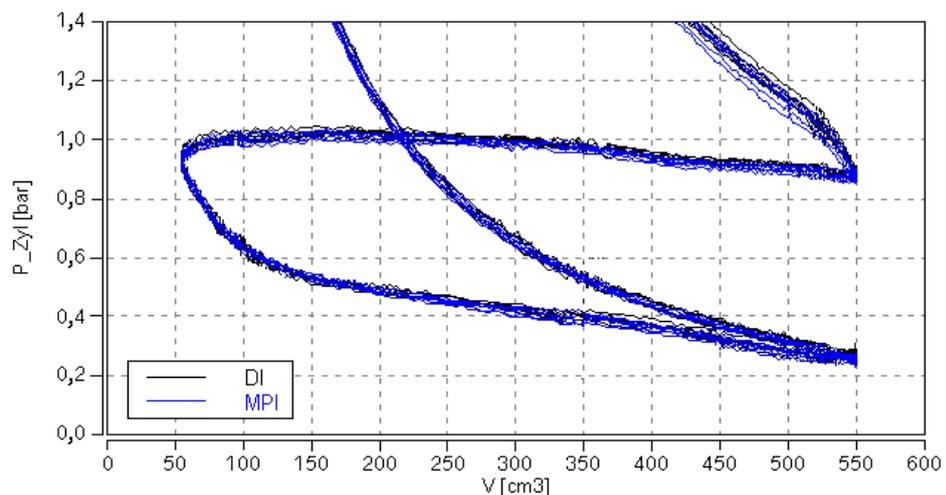


Abbildung 7.24: Ladungswechselschleifen im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, $VSE=50$ °KW und $VSA=100$ °KW. Vergleich der Gemischbildungsvarianten DI (schwarz) und MPI (blau).

Man erkennt, dass die gemessenen Druckverläufe auf Strichstärke übereinander liegen und die Zylinderstreuung größer als der Unterschied zwischen innerer und äußerer Gemischbildung ist. Die Zylinderdrücke zum Zündzeitpunkt liegen ebenfalls nahezu deckungsgleich übereinander. Im Gegensatz zur reinen Luftansaugung bei Direkteinspritzung wird bei Saugrohreinspritzung das gesamte Frischgemisch angesaugt, wozu ein größerer Einlassventilhub erforderlich ist. Der daraus resultierende Unterschied im Einlassschluss beträgt lediglich $\Delta ES \approx 2$ °KW, so dass Unterschiede in der sich einstellenden Ladungsbewegung sowie Unterschiede im Restgasgehalt vernachlässigt und damit als Ursache für die Änderung im Vorzündbedarf ausgeschlossen werden können.

Der geringere Vorzündbedarf bei Saugrohreinspritzung und die damit verbundene höhere Restgasverträglichkeit sind somit einerseits durch das höhere Temperaturniveau und andererseits durch eine bessere Homogenisierung verursacht.

Nachfolgend werden im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l verschiedene Direkteinspritzstrategien und der Betrieb mit Saugrohreinspritzung miteinander verglichen. Unter den standardmäßigen Randbedingungen wurden folgende Einspritzstrategien betrachtet:

- 1DI-früh: $SOI1=340$ °KW v. ZOT, $p_{Rail}=50$ bar
- 1DI-spät: $SOI1=300$ °KW v. ZOT, $p_{Rail}=50$ bar
- 2DI: $SOI1=320$ °KW v. ZOT, $EOI2=80$ °KW v. ZOT, $t_{i2}=0,29$ ms, $p_{Rail}=50$ bar
- MPI: $EOI=720$ °KW v. ZOT, $p_{NDRail}=5$ bar

Abbildung 7.25 zeigt das gemessene lokale Luftverhältnis an der Zündkerze. Die charakteristischen Anstiege nach dem Zündzeitpunkt werden durch den Umsatz der Kohlenwasserstoffe im Messvolumen verursacht.

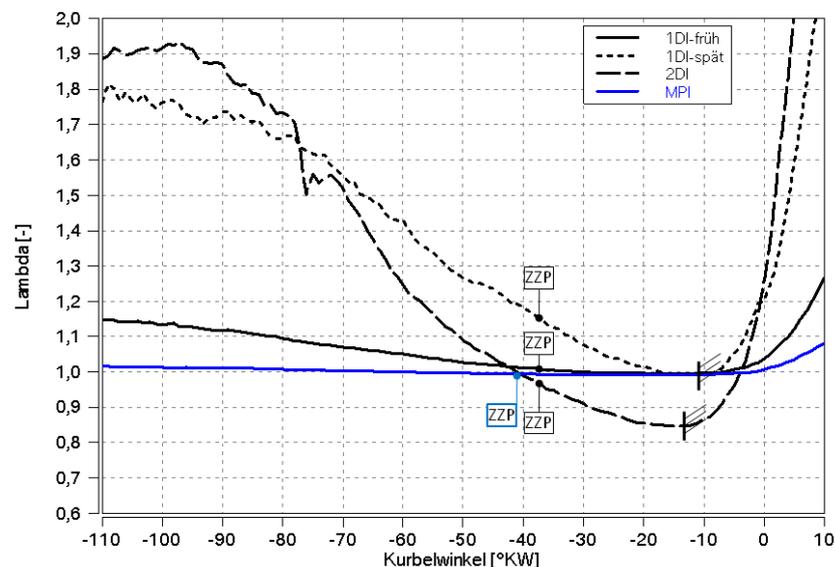


Abbildung 7.25: Luftverhältnis an der Zündkerze im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, Vergleich der Einspritzstrategien.

Die Messung im jeweiligen Bestpunkt bestätigt die bereits am Transparentmotor gezeigten grundsätzlichen Unterschiede der verschiedenen Einspritzstrategien.

Unter der Voraussetzung eines aussetzerfreien Motorlaufes und einer fahrbaren optimalen Schwerpunktlage von $MFB50\%=8$ °KW n. ZOT konnten die in Abbildung 7.26 dargestellten Bestspritzungen gefahren werden. In der Abbildung sind auch die sich daraus ergebende Ladungswechselarbeit,

7 Analyse und Optimierung der Gemischbildung im Teillastbetrieb

der indizierte Kraftstoffverbrauch und der Varianzkoeffizient der indizierten Arbeit dargestellt.

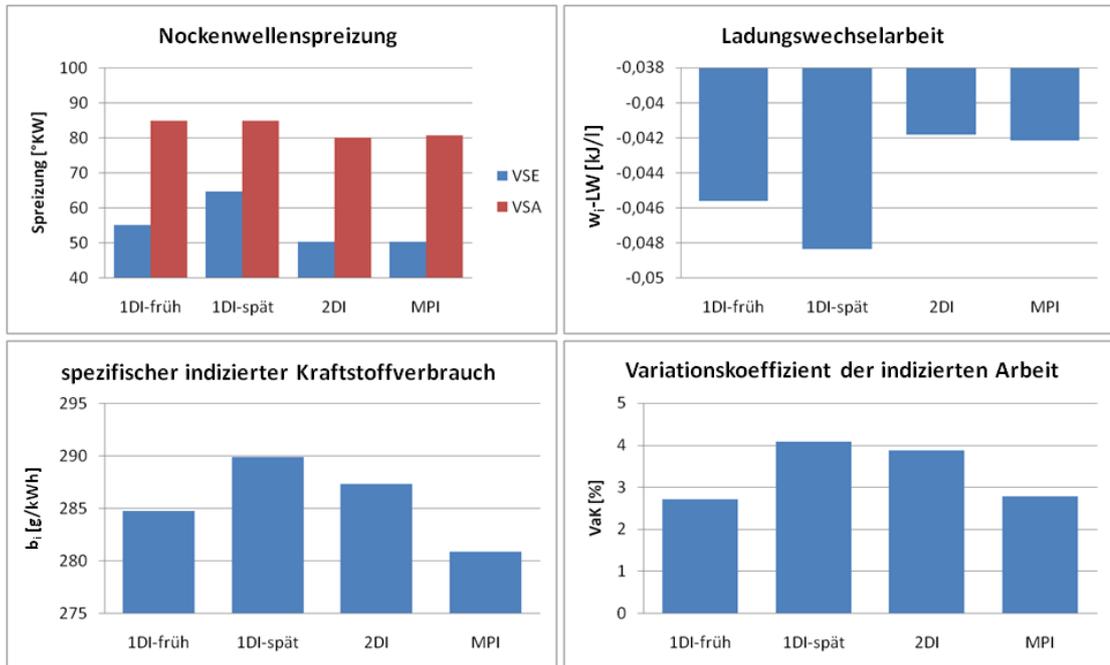


Abbildung 7.26: Spreizungen, LW-Arbeit, Verbrauch und Laufruhe im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, Vergleich von Einspritzstrategie und Gemischbildungsart.

Abbildung 7.27 zeigt die Emissionen für den Vergleich verschiedener Einspritzstrategien und Saugrohreinspritzung in ihrem jeweiligen Bestpunkt.

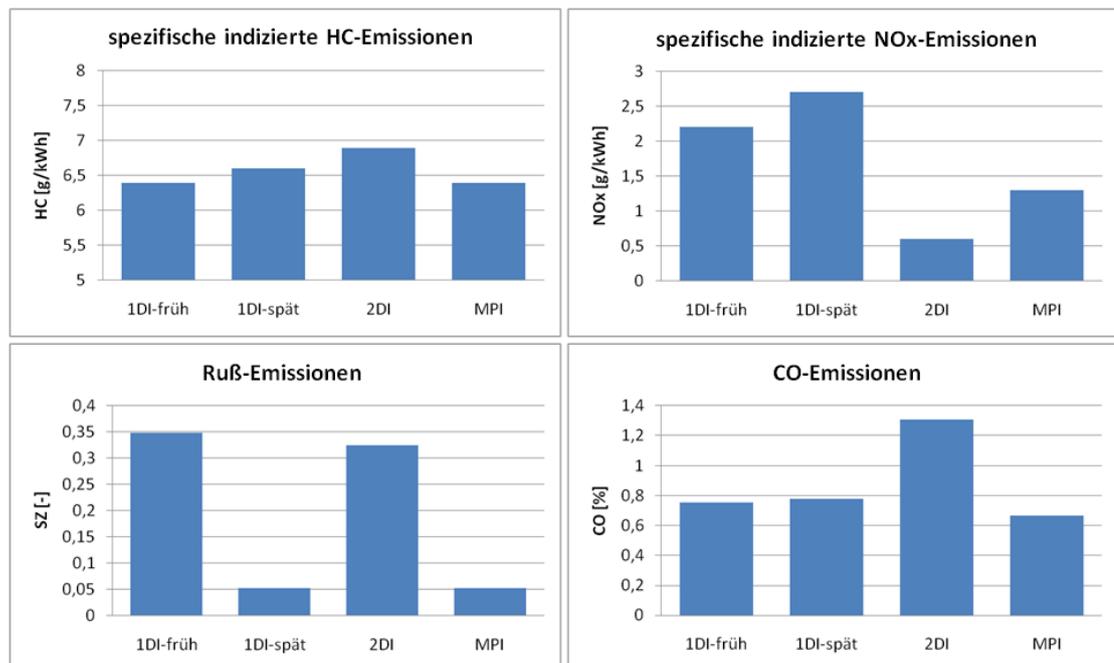


Abbildung 7.27: Emissionen im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, Vergleich von Einspritzstrategie und Gemischbildungsart.

7 Analyse und Optimierung der Gemischbildung im Teillastbetrieb

Abbildung 7.28 zeigt den Brennverlauf und die Ergebnisse einer thermodynamischen Verlustteilung für den Vergleich der DI-Einspritzstrategien und Saugrohreinspritzung im jeweiligen Bestpunkt.

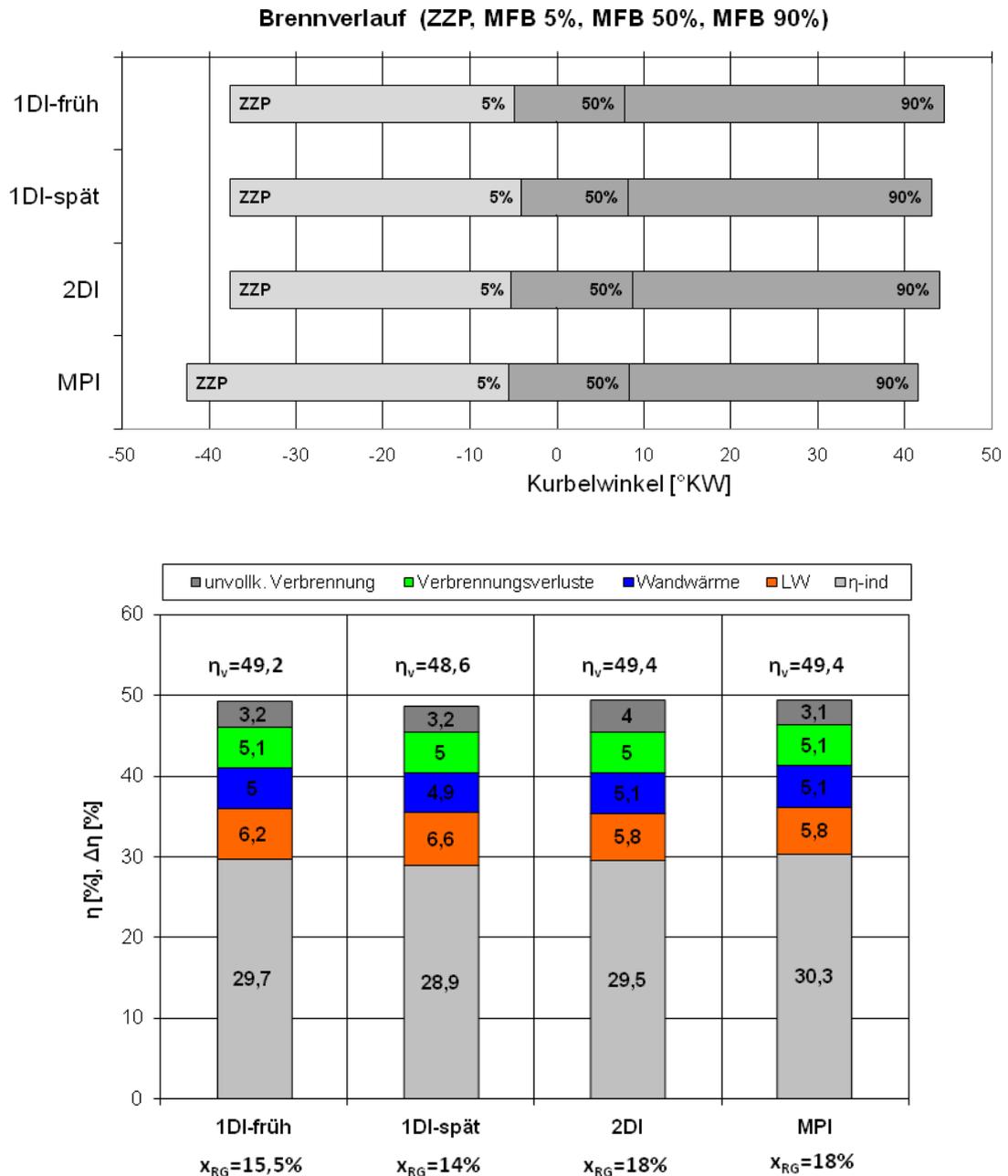


Abbildung 7.28: Brennverlauf und Verlustteilung im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, Vergleich von Einspritzstrategie und Gemischbildungsart.

Die Basis-Strategie „1DI-früh“ zeigt eine gute Restgasverträglichkeit und einen sehr guten Verbrauch aufgrund guter Gemischhomogenisierung. Wie bereits in Kapitel 7.3.1.1 gezeigt, führt dies zu höheren Rußemissionen wegen der Benetzung des Kolbens mit flüssigem Kraftstoff, was die endoskopischen Aufnahmen in Abbildung 7.29 bestätigen.

Bei „1DI-spät“ wird zwar eine Benetzung des Kolbens vermieden, was eine deutliche Reduktion der Rußemissionen bewirkt. Es ergibt sich jedoch zum Zündzeitpunkt ein mageres Gemisch an der Zündkerze. Die schlechteren Entflammungsbedingungen erfordern eine Reduktion der Restgasmenge und damit der Ventilüberschneidung. Der daraus resultierende Anstieg der Ladungswechselarbeit bewirkt höhere Ladungswechselverluste und im Vergleich zu „1DI-früh“ eine Verschlechterung des Kraftstoffverbrauches um ca. 1,7%. Der geringere Restgasanteil (-1,5%) gegenüber „1DI-früh“ zeigt sich ferner in den etwas höheren NO_x-Emissionen.

Die „2DI“ Strategie vermindert die Kolbenbenetzung aufgrund der ersten Einspritzung und erzeugt durch die zweite Einspritzung ein lokal fettes Gemisch und zusätzliche Turbulenz an der Zündkerze. Die höhere Restgasverträglichkeit ($x_{RG}=18\%$) ermöglicht zwar eine größere fahrbare Ventilüberschneidung und damit eine reduzierte Ladungswechselarbeit, die jedoch nicht in einen verbesserten Kraftstoffverbrauch umsetzbar ist. Die unvollständige Aufbereitung des Kraftstoffes der zweiten Einspritzung ergibt leicht erhöhte HC-Emissionen und führt zu Rußemissionen aufgrund Diffusionsverbrennung (Abbildung 7.29). Durch das inhomogene Gemisch ergibt sich ein drastischer Anstieg der CO-Emissionen und die NO_x-Emissionen werden im Vergleich zu MPI trotz gleicher Spreizungen und gleichem Restgasgehalt weiter reduziert. In Summe werden die geringeren Ladungswechselverluste durch hohe Umsatzverluste überkompensiert und der Kraftstoffverbrauch steigt im Vergleich zu „1DI-früh“ an.

„MPI“ zeigt die besten Funktionsergebnisse in allen Bewertungskriterien. Im Vergleich zu „1DI-früh“ ergibt sich eine Reduktion des Kraftstoffverbrauches um ca. 1,8% aufgrund reduzierter Ladungswechselverluste wegen der größeren Ventilüberschneidung, die einen höheren internen Restgasgehalt (+2,5%) bewirkt, was auch die NO_x-Emissionen reduziert. Während HC- und CO-Emissionen kaum verbessert werden und die Umsatzverluste auf dem Niveau der „1DI-früh“ Strategie liegen, zeigt sich eine deutliche Reduktion der Rußemissionen auf das Niveau der „1DI-spät“ Strategie.

Die Bilder der Brennraumendoskopie in Abbildung 7.29 zeigen für die drei DI-Einspritzstrategien die Kraftstoffverteilung der Flüssigphase zum EOI und das Flammeneigenleuchten zum ZOT.

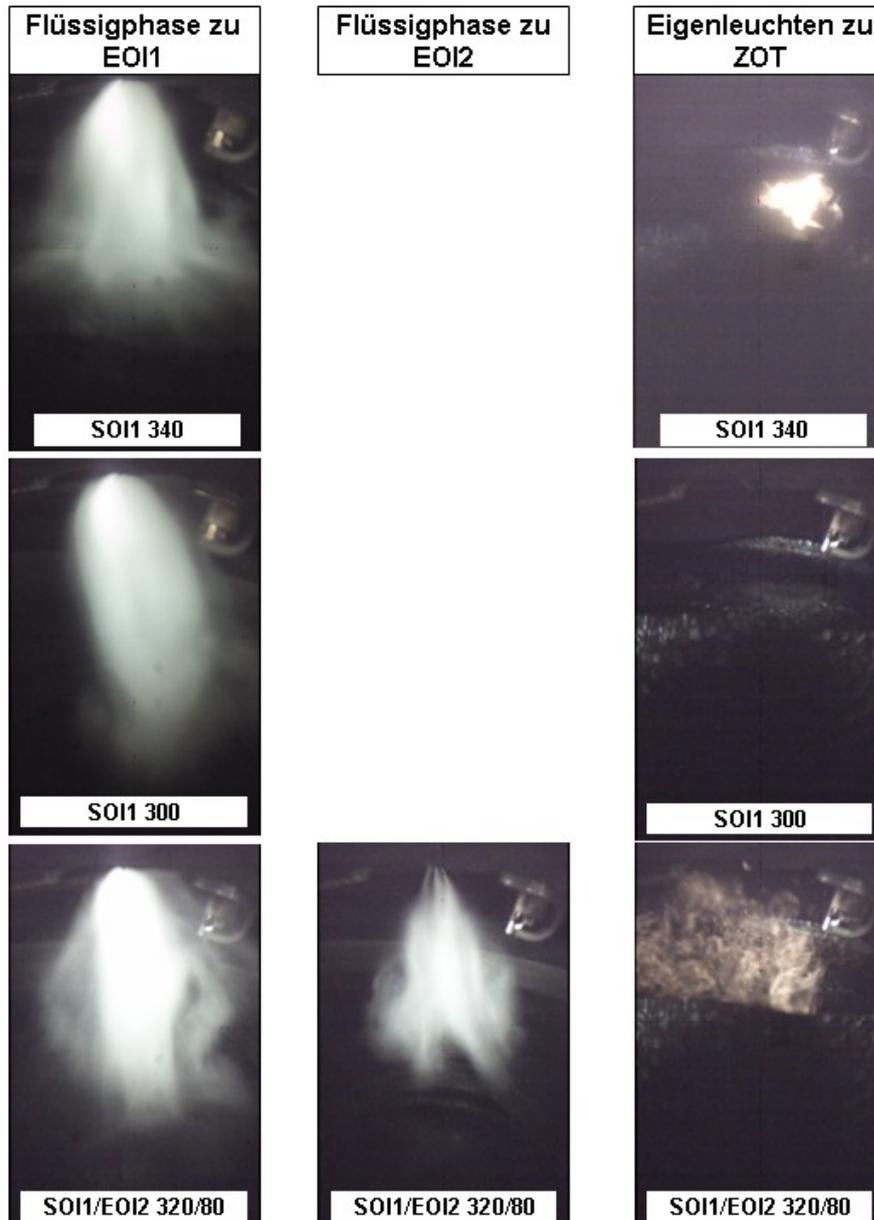


Abbildung 7.29: Kraftstoffverteilung (Flüssigphase) zu EOI und Eigenleuchten zum ZOT im Betriebspunkt $n=1500$ 1/min, $w_i=0,2$ kJ/l, Vergleich der Einspritzstrategien.

Der direkte Vergleich der DI-Einspritzstrategien mit Saugrohreinspritzung zeigt, dass in Abhängigkeit von der DI-Einspritzstrategie entweder das Emissionsniveau oder die maximale Ventilüberschneidung des MPI-Betriebs erreicht werden können. Speziell bei sehr niedrigen Lasten und Drehzahlen zeigt der Betrieb mit Saugrohreinspritzung deutliche funktionale Vorteile.

7.6 Zusammenfassung der Untersuchungen im Teillastbetrieb

Die bestmögliche Umsetzung des VALVETRONIC Potenzials zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs erfordert eine hohe Restgasverträglichkeit des Brennverfahrens. Eine wesentliche Voraussetzung dazu ist eine optimale Gemischbildung mit vollständiger Aufbereitung und Homogenisierung des Kraftstoffes. Die Kombination aus dem Mehrlochspray mit einer ausgeprägten Penetration und den vorherrschenden Strömungsverhältnissen im VALVETRONIC Betrieb ergibt eine große Abhängigkeit der Gemischbildungsgüte vom Einspritzzeitpunkt. Eine gute Homogenisierung und damit hohe Restgasverträglichkeit erfordert einen frühen Einspritzzeitpunkt, wobei der Kolben zur Umlenkung des Kraftstoffes genutzt wird und dessen Benetzung zu einer Erhöhung der HC- und Rußemissionen führt. Zur Vermeidung der Rußemissionen ist wiederum ein später Einspritzzeitpunkt erforderlich, wobei hier die fehlende Durchmischung der Gasphase ein mageres Gemisch an der Zündkerze zum Zündzeitpunkt und damit eine geringere Restgasverträglichkeit zur Folge hat. Anhand von Transparentmotoraufnahmen konnte ein Flash-Boiling Effekt beobachtet werden, der erhebliche Auswirkungen auf die Sprayausbreitung hat, und vorrangig bei Einspritzung zum Ende der Ansaugphase mit entsprechend geringem Zylinderdruckniveau auftritt. Untersuchungen an der Einspritzkammer verdeutlichten den Einfluss von Umgebungstemperatur und Gasdruck sowie Kraftstofftemperatur und Einspritzdruck auf das Auftreten des Flash-Boiling Effektes und die sich daraus ergebende Spraygeometrie. Durch ein verändertes Spraylayout lässt sich eine Verminderung der Rußbildung bei frühem Einspritzzeitpunkt und eine bessere Gemischbildung bei spätem Einspritzzeitpunkt unter Flash-Boiling Bedingungen erzielen. Hingegen zeigte eine alternative Kolbengeometrie mit kleinerer und tieferer Kolbenmulde durchgängig negative Ergebnisse. Eine Doppeleinspritzstrategie mit einer minimalen Einspritzung kurz vor Zündung lieferte eine deutliche Verbesserung der Restgasverträglichkeit. Jedoch wird der Kraftstoff aus der zweiten Einspritzung nur unzureichend aufbereitet, was hohe HC-, CO- und Rußemissionen mit sich bringt und den Vorteil der höheren Restgasverträglichkeit aufgrund hoher Umsatzverluste überkompensiert. Die Variation der Ladungsbewegung durch Phasing und Masking zeigte die besten Funktionsergebnisse durch die Übernahme des Phasings vom 3,0l VALVETRONIC Saugmotor in Kombination mit Doppelmasking. Abschließend wurde an einer zielführenden Hardwarekonfiguration durch einen Vergleich der verschiedenen Einspritzstrategien mit einer Saugrohreinspritzung

gezeigt, dass im VALVETRONIC Betrieb mit Direkteinspritzung entweder das Emissionsniveau oder das Verbrauchsniveau der Saugrohreinspritzung erreicht werden kann.

Zur Verbesserung der Gemischbildung bei Direkteinspritzung ist es erforderlich, eine geringere Kolbenbenetzung bei frühen Einspritzzeitpunkten zu erzielen, was eine Reduktion der Spraypenetration erfordert. Ein weiterer Ansatz ist die Verbesserung der Kraftstoffaufbereitung, so dass bei Doppeleinspritzung die Vorteile der erhöhten Restgasverträglichkeit nicht mehr durch hohe Umsatzverluste überkompensiert werden. Diesbezüglich wäre auch eine höhere Dynamik des Injektors vorteilhaft, welche die Einspritzung kleinerer Kraftstoffmengen ermöglichen würde.

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Vollastbetrieb

In Kapitel 2 wurden die konzeptbedingten Vorteile der Kombination von Turboaufladung, Direkteinspritzung und variablem Ventiltrieb beschrieben, durch deren Einsatz sehr gute stationäre Volllastwerte und ein spontanes Ansprechverhalten erreicht werden. Neben dem hohen Drehmoment, das bereits bei niedrigen Drehzahlen anliegt, wird der Fahreindruck wesentlich durch die breite nutzbare Drehzahlspanne geprägt. Um derartige Drehmomentverläufe darzustellen, muss neben der Ladungswechselauslegung des Aufladekonzeptes auch das Brennverfahren für die hohen spezifischen Lasten geeignet sein. Abbildung 8.1 zeigt die Entwicklungsschwerpunkte zur weiteren Steigerung von Low-End-Torque, Drehmoment und Leistung.

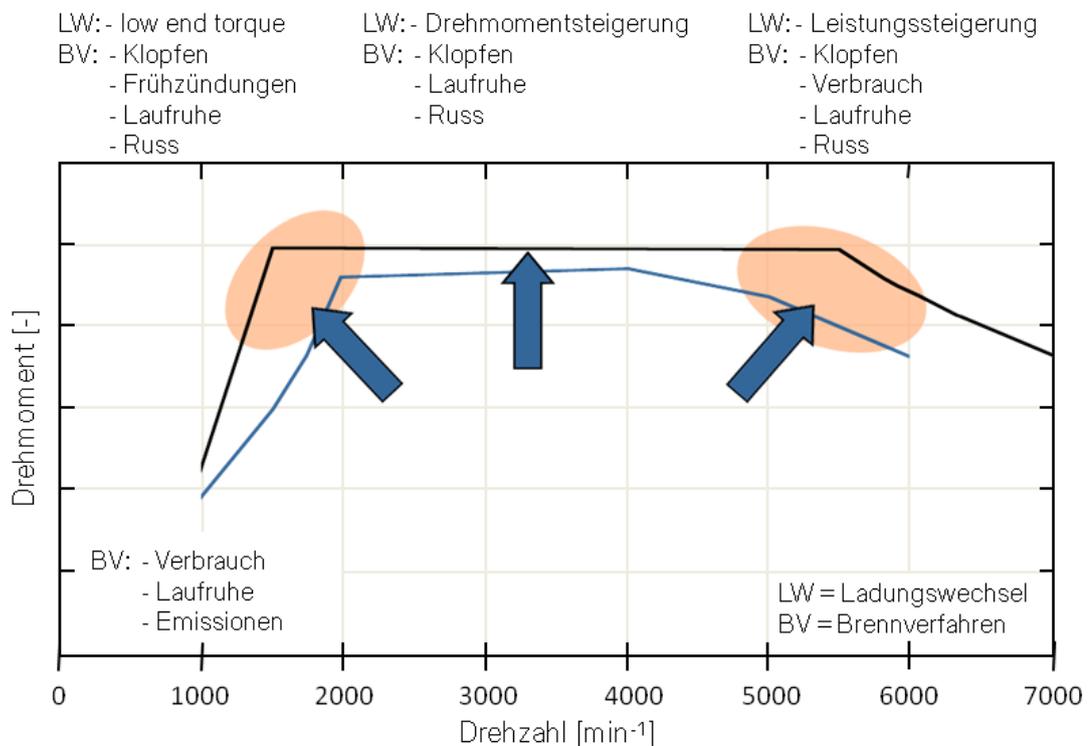


Abbildung 8.1: Entwicklungsschwerpunkte zur Steigerung von LET, Drehmoment und Leistung [59].

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Vollastbetrieb

Hauptentwicklungsziele für das Brennverfahren sind dabei die Reduktion der Klopf- und Vorentflammungsneigung und die Minimierung der Rußemissionen. Da der Rußbildungsprozess ein äußerst komplexer Vorgang [60] vieler rußbildender Reaktionen und Abbrandmechanismen ist, soll im Folgenden nur auf die wesentlichen Entstehungsherde hingewiesen werden.

Nach [61] wird Ruß vor allem bei hohen Temperaturen und örtlichem Luftmangel gebildet. Beim direkteinspritzenden Ottomotor ist das überwiegend der Fall, wenn während der Verbrennung noch Kraftstoff in flüssiger Form bzw. ein lokal sehr niedriges Verbrennungsluftverhältnis vorliegen. Zur Minimierung der Rußbildung ist es deshalb erforderlich, eine Benetzung der Brennraumwände mit flüssigem Kraftstoff zu vermeiden und diesen bis zum Verbrennungsbeginn vollständig aufzubereiten.

Das Auftreten von klopfender Verbrennung begrenzt das Potenzial zur Leistungssteigerung von Ottomotoren. Bei klopfender Verbrennung schreiten nach regulärer Zündung die Vorreaktionen im Endgas aufgrund lokaler Inhomogenitäten von Druck, Temperatur und Luftverhältnis so weit fort, dass es dort zu einer Selbstzündung kommt. Ausgehend vom Selbstzündungsherd breiten sich Druckwellen im Brennraum aus, die bei hohem Druck und hoher Temperatur sowie entsprechend beschleunigtem Ablauf der chemischen Reaktionen eine Ausbreitung der Flammenfront bewirken, die um einige Zehnerpotenzen schneller ist (Detonation) als bei regulärer Verbrennung (Deflagration) [61]. Neben den erosiv wirkenden Druckschwingungen kann die hohe thermische Belastung bei längerem klopfenden Betrieb zu Glühzündungen führen, deren Folge eine thermische Überlastung und damit ein Motorschaden ist [62]. Um dies zu vermeiden, verfügen moderne Ottomotoren über eine Klopfregelung, die im Falle einer Klopferkennung den Zündzeitpunkt des klopfenden Zylinders in Richtung spät verschiebt. Während dies beim Saugmotor einen unmittelbaren Leistungsverlust bedeutet, kann beim Turbomotor der Wirkungsgradverlust aufgrund der späteren Verbrennungslage durch eine höhere Füllung ausgeglichen werden, was jedoch weitere Auswirkungen hat, die Abbildung 8.2 zeigt.

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Vollastbetrieb

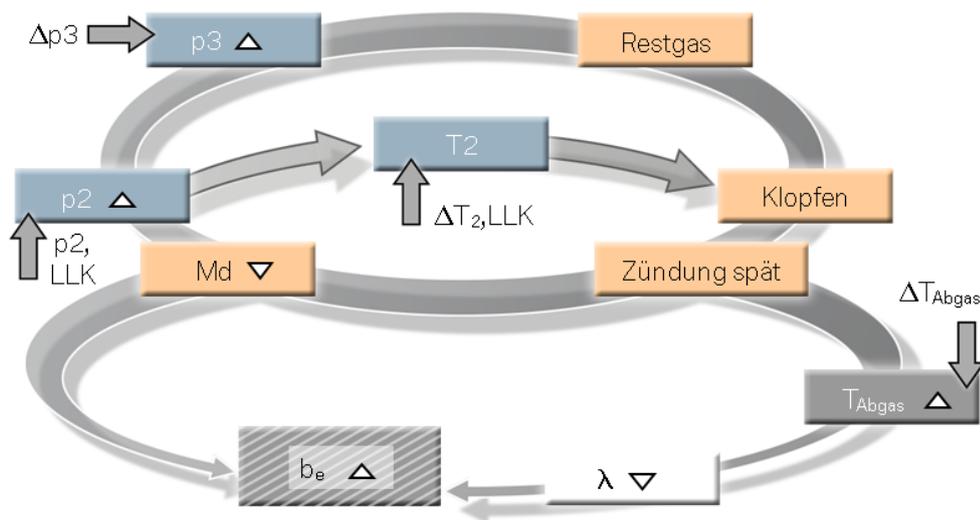


Abbildung 8.2: Wirkkette im Leistungsbereich bei Turbomotoren [59].

Zur Erhöhung des Ladedruckes (p_2) muss die Turbine mehr Antriebsleistung für den Verdichter bereitstellen, wodurch der Druck vor Turbine (p_3) und damit auch der Restgasgehalt steigt, was wiederum die Klopfneigung erhöht. Des Weiteren bedingt der höhere Ladedruck eine höhere Temperatur nach Verdichter (T_2), die bei ungenügender Rückkühlung im Ladeluftkühler die Klopfneigung weiter erhöht. Durch die spätere Verbrennungslage ergibt sich ein Anstieg der Abgastemperatur, dem aus Bauteilschutzgründen mit erhöhter Anfettung entgegen gewirkt wird. Das niedrigere Verbrennungsluftverhältnis und die spätere, wirkungsgradschlechtere Schwerpunktlage resultieren in einem unerwünschten Verbrauchsanstieg.

Zur Vermeidung dieser Nachteile ist es erforderlich, die Klopfneigung des Motors weitestgehend zu verringern. Neben der Absenkung des Verdichtungsverhältnisses, aus der sich jedoch Wirkungsgradnachteile im gesamten Motorkennfeld ergeben, sind für eine geringe Verdichtungsendtemperatur möglichst geringe Ansauglufttemperaturen und eine gute Motorkühlung anzustreben. Kraftstoff mit hoher Oktanzahl, möglichst vollständiges Ausspülen von heißem Restgas und ein kompakter Brennraum mit kurzen Flammenwegen sind weitere Maßnahmen zur Reduzierung der Klopfneigung. Eine Erhöhung der Flammengeschwindigkeit durch hohe Turbulenz reduziert ebenfalls die Zeit für Vorreaktionen im Endgas und damit die Klopfneigung, wobei die schnellere Verbrennung größere Druck und Temperaturanstiege zur Folge hat, was sich wiederum negativ auf die Klopfneigung auswirken kann [51]. Der Einfluss der Gemischhomogenisierung muss differenziert betrachtet werden. Bei [63] wird eine maximale Schichtung als klopfmindernd beschrieben, wobei hier 2/3 der Kraftstoffmenge erst kurz vor ZPP eingespritzt werden, was die

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Volllastbetrieb

Verbrennung aufgrund eines sehr fetten Gemisches um die Zündkerze und eines sehr mageren Gemisches ($\lambda \approx 3$) in den Endgaszonen verlangsamt und zu hohen Umsatzverlusten führt. Preuß [51] zeigt dazu, dass die erhöhten Verluste aufgrund unvollständiger Verbrennung nicht durch die reduzierte Klopfneigung kompensiert werden können. In den Untersuchungen von Yoshimatsu [31] wird eine unvollständige Homogenisierung als klopfördernd bezeichnet.

Soweit nicht anders vermerkt, wurden sämtliche Untersuchungen zum Volllastbetrieb unter den in Tabelle 8.1 beschriebenen Randbedingungen durchgeführt. Die Motoren wurden mit inaktiver Klopfregelung betrieben und die Zündwinkel manuell an der Klopfgrenze eingestellt. Motor (TH.KM)- und Ansauglufttemperatur (TH.SA) werden über Kühlmittel- bzw. Ladeluftkonditionierung geregelt. Die aus Bauteilschutzgründen notwendige Einhaltung der maximalen Abgastemperatur (TH.v.Tub) erfordert im Nennleistungsbereich eine Absenkung des Verbrennungsluftverhältnisses. Mit der Limitierung des max. CO-Gehaltes und Verbrennungsluftverhältnisses ergibt sich eine Begrenzung des Spülluftanteils bei niedrigen Drehzahlen. Dadurch wird die im Abgas gebundene chemische Energie begrenzt, um eine Schädigung des Katalysators aufgrund zu hoher Temperaturen durch die exotherme Nachreaktion zu vermeiden.

Tabelle 8.1: Randbedingungen für Volllast-Untersuchungen.

N.MOT	SOI1	p _{rail}	VSE	VSA	λ_{Abgas}	CO	TH.KM	TH.SA	TH.v.Tub
1/min	°KW v. ZOT	bar	°KW	°KW	-	%	°C	°C	°C
1000	280	200	70	85	1,2	2	80	30	-
1250	280	200	70	85	1,2	2,2	80	35	-
1500	280	200	70	85	1,15	2,2	80	40	-
1680	280	200	70	85	1,15	2,4	80	42	-
2000	280	200	75	90	1,07	1,6	80	44	-
5800	340	150	105	110	-	-	80	50	950

8.1 Einfluss der Ladungsbewegung

Der prinzipielle Einfluss der Zylinderinnenströmung auf Gemischbildung und Verbrennung wurde bereits in Kapitel 3.4 diskutiert. Im aufgeladenen Volllastbetrieb sind aufgrund der hohen Ladungsdichte eine optimale Aufbereitung der großen Einspritzmengen, möglichst vollständige

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Vollastbetrieb

Vermeidung von Wandbenetzung und eine schnelle Verbrennung von großer Wichtigkeit. Die Formung der dazu geeigneten Ladungsbewegung wird vor allem durch die geometrische Gestaltung der Einlasskanäle bestimmt. Vor diesem Hintergrund wurden in dieser Arbeit zwei Einlasskanalvarianten untersucht, die in Abbildung 8.3 dargestellt sind.

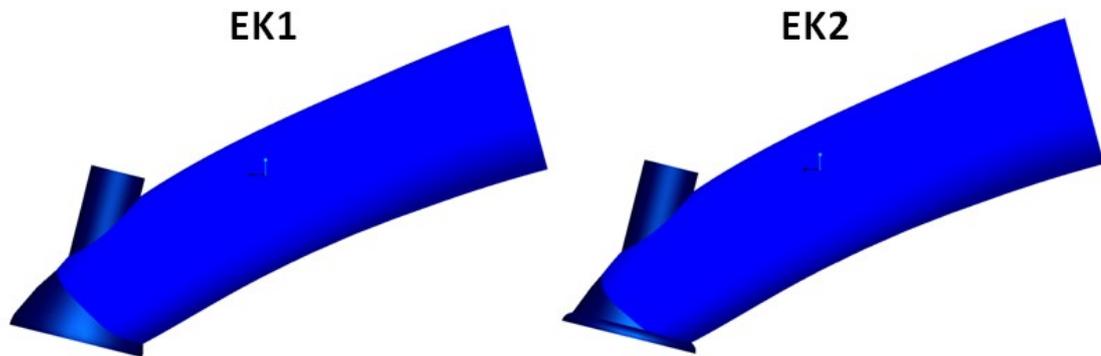


Abbildung 8.3: Übersicht Einlasskanalvarianten.

Beide untersuchte Varianten EK1 und EK2 besitzen die gleiche Grundgeometrie eines typischen Tumblekanals. Eine unterschiedliche Bearbeitung im Bereich der Einströmung in den Zylinder gibt den beiden Varianten ihre spezifische Ausprägung. Die etwas bauchigere Form im Bereich zwischen Ventilschaftführung und Ventilsitzring und die weniger scharfe Abrisskante im unteren Bereich des Ventilsitzringes bei der Variante EK1 ergibt im Vergleich zur Variante EK2 Unterschiede im Durchflusskoeffizienten und in der Tumblezahl nach Tippelmann [64]. Das am stationären Strömungsprüfstand ermittelte Strömungsverhalten der beiden Einlasskanalvarianten ist in Abbildung 8.4 dargestellt [34].

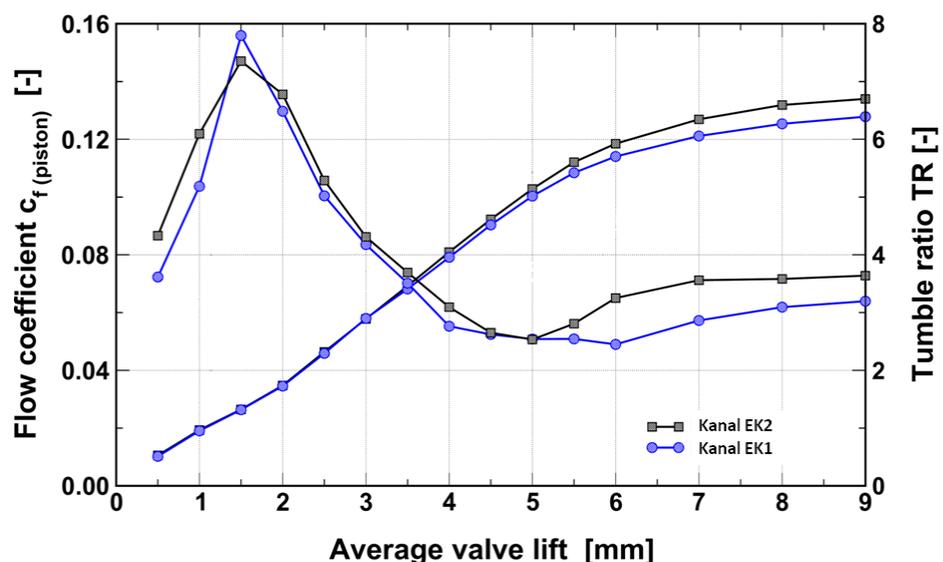


Abbildung 8.4: Durchflusskoeffizient und Tumblezahl der Einlasskanalvarianten [34].

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Volllastbetrieb

Die Einlasskanalvarianten wurden am 2,9l Vollmotor miteinander verglichen. Abbildung 8.5 zeigt das Verhalten im Drehzahlbereich von $n=1000$ 1/min bis $n=2000$ 1/min bei einem maximalen Drehmoment von $M_d=500$ Nm.

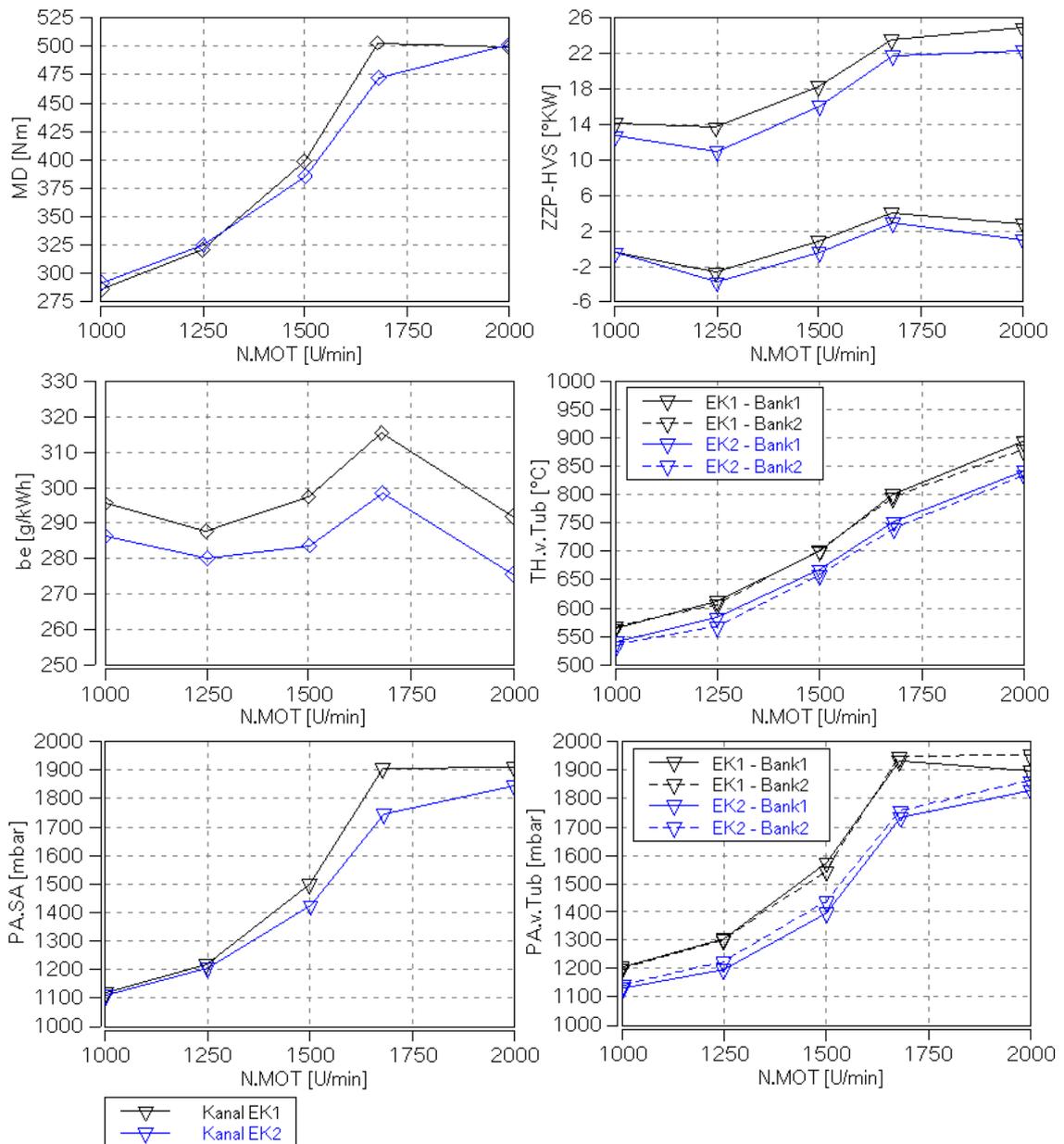


Abbildung 8.5: Volllastpotenzial der Einlasskanalvarianten EK1 und EK2 im Drehzahlbereich zwischen $n=1000$ 1/min und $n=2000$ 1/min.

Durch das höhere Tumbelniveau des Kanals EK2 steigt auch die turbulente kinetische Energie während der Verbrennung. Die daraus resultierende höhere Brenngeschwindigkeit wird durch die durchgängig um ca. 3 °KW frühere Schwerpunktlage bestätigt. Aufgrund der schnelleren Verbrennung verringert sich die Klopfneigung, was einen um ca. 1°KW früheren

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Volllastbetrieb

Zündwinkel ermöglicht. Abbildung 8.6 zeigt exemplarisch für die Drehzahl $n=1500$ 1/min den Heizverlauf der beiden Einlasskanalvarianten, der die Vorteile der früheren und rascheren Verbrennung der Variante EK2 verdeutlicht. Der daraus resultierende Wirkungsgradvorteil aufgrund reduzierter Verbrennungsverluste der Variante EK2 gegenüber der Variante EK1 führt zu einem entsprechenden Vorteil im spezifischen effektiven Kraftstoffverbrauch, der bei $n=1000$ 1/min ca. 3% beträgt und bis $n=2000$ 1/min auf ca. 6% anwächst.

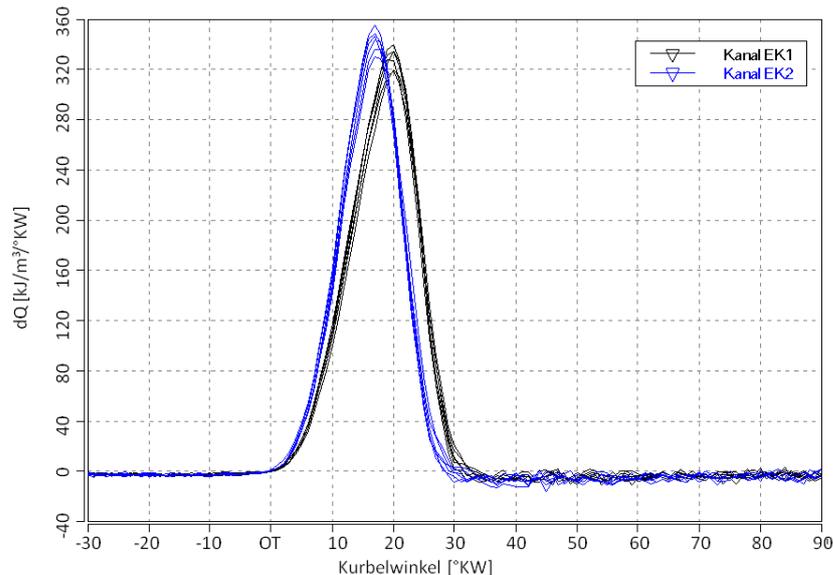


Abbildung 8.6: Heizverlauf der EK-Varianten bei $n=1500$ 1/min, Volllast.

Im maximal erreichbaren Drehmoment zeigt sich ein differenziertes Bild. Durch die wirkungsgradgünstigere Verbrennung mit dem EK2 Kanal lässt sich damit bei $n=1000$ 1/min eine Drehmomentsteigerung um ca. 1,5% erreichen. Die thermodynamisch ungünstigere Verbrennung mit dem Einlasskanal EK1 bewirkt jedoch eine höhere Abgastemperatur und einen höheren Druck vor Turbine. Dadurch erhöht sich der an der Turbine zur Verfügung stehende Abgasenthalpiestrom, woraus eine höhere Turbinen- und damit auch Verdichterantriebsleistung resultieren. Diese bewirkt im Weiteren eine Anhebung des Ladedrucks und damit eine höhere Zylinderfüllung. Ab einer Drehzahl von $n=1500$ 1/min werden die innermotorischen Wirkungsgradnachteile der Variante EK1 durch das höhere Ladedruckangebot überkompensiert und ein höheres Drehmoment erreicht. Dem günstigeren Kraftstoffverbrauch des Einlasskanals EK2 steht somit ein späteres Erreichen des Nenndrehmomentes gegenüber. Der Variationskoeffizient der indizierten Arbeit liegt mit beiden Kanalvarianten auf gleichem Niveau bei unter 1,5%.

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Volllastbetrieb

Abbildung 8.7 zeigt für den Nennleistungsbereich einen Lastschnitt bei $n=5800$ 1/min von $P_e=225$ kW bis $P_e=265$ kW.

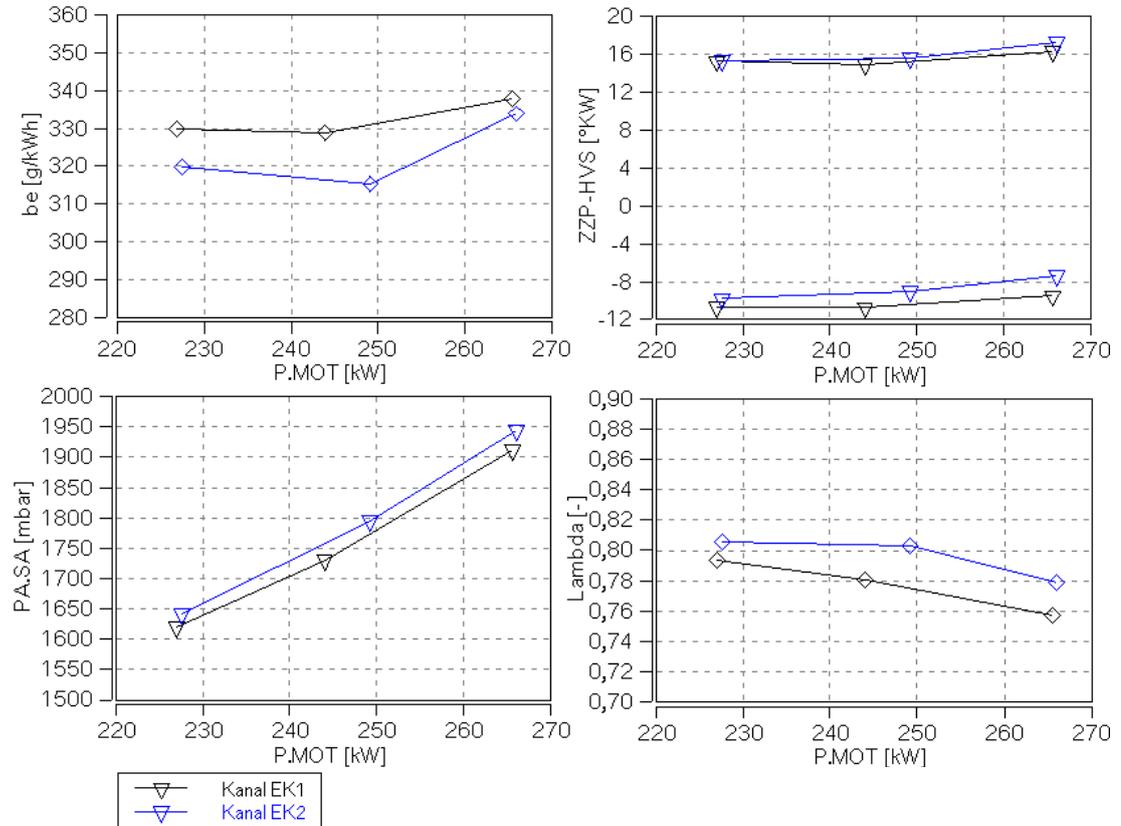


Abbildung 8.7: Lastschnitt bei $n=5800$ 1/min, Vergleich der beiden Einlasskanalvarianten EK1 und EK2.

Die schnellere Verbrennung der Variante EK2 mit entsprechend reduzierter Abgastemperatur zeigt sich auch im Nennleistungsbereich, so dass sich der Anfettungsbedarf zur Einhaltung der maximalen Abgastemperatur reduziert. Daraus resultiert ein Vorteil im spezifischen effektiven Kraftstoffverbrauch der Variante EK2 gegenüber EK1 von ca. 3%. Trotz der rascheren Verbrennung der Variante EK2 aufgrund des höheren Ladungsbewegungsniveaus ergibt sich keine Reduktion der Klopfneigung, wodurch bei gleichbleibender Schwerpunktlage die Variante EK2 mit einem um ca. 1,5 °KW späterem Zündwinkel betrieben wird. Als Ursache kann die unterschiedliche Verdichtungsendtemperatur (ca. 1 K) aufgrund der niedrigeren Verdampfungsenthalpie beim höheren Lambda ausgeschlossen werden. Der geringere isentrope Strömungsquerschnitt des EK2 Kanals führt bei hohen Drehzahlen und den damit verbundenen höheren Strömungsgeschwindigkeiten zu einem um ca. 30 mbar erhöhtem Ladedruck.

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Volllastbetrieb

Auf eine Darstellung der Emissionen soll hier bewusst verzichtet werden, da diese lediglich die Differenzen aufgrund der unterschiedlichen Verbrennungslage bzw. Verbrennungsluftverhältnisses widerspiegeln und keine Rückschlüsse auf die Gemischbildung erlauben.

8.2 Einfluss des DI-Gemischbildners

Die Auslegung des DI-Injektors hinsichtlich bestmöglicher Gemisch-Aufbereitung an der aufgeladenen Volllast ist eine wesentliche Voraussetzung zur Befähigung des Brennverfahrens für hohe spezifische Leistungen und Drehmomente. Die Beurteilung der Gemischbildungsgüte erfolgt anhand des erreichbaren Drehmomentes, der Laufruhe, der Klopfneigung und der Abgasemissionen. Dabei ist neben den unmittelbaren Auswirkungen der Injektorauslegung auch die Breite des erzielten Applikationsfensters von Bedeutung.

8.2.1 Variation der Applikationsparameter

Anhand einer Variation der Einspritzparameter zeigen sich die Grenzen des Brennverfahrens aufgrund unzureichender Gemischbildung. Darauf aufbauend offenbaren sich durch weitere Optimierungsmaßnahmen die beeinflussenden Stellgrößen, durch deren Anpassung ein sicherer Betrieb bei hohen spezifischen Lasten und Leistungen dargestellt werden kann.

8.2.1.1 Einfacheinspritzung

Abbildung 8.8 zeigt SOI-Variationen mit drei verschiedenen Einspritzdrücken im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $M_d=500$ Nm. Die Untersuchung wurde am 3,0l Vollmotor unter den standardmäßigen VL-Randbedingungen durchgeführt.

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Volllastbetrieb

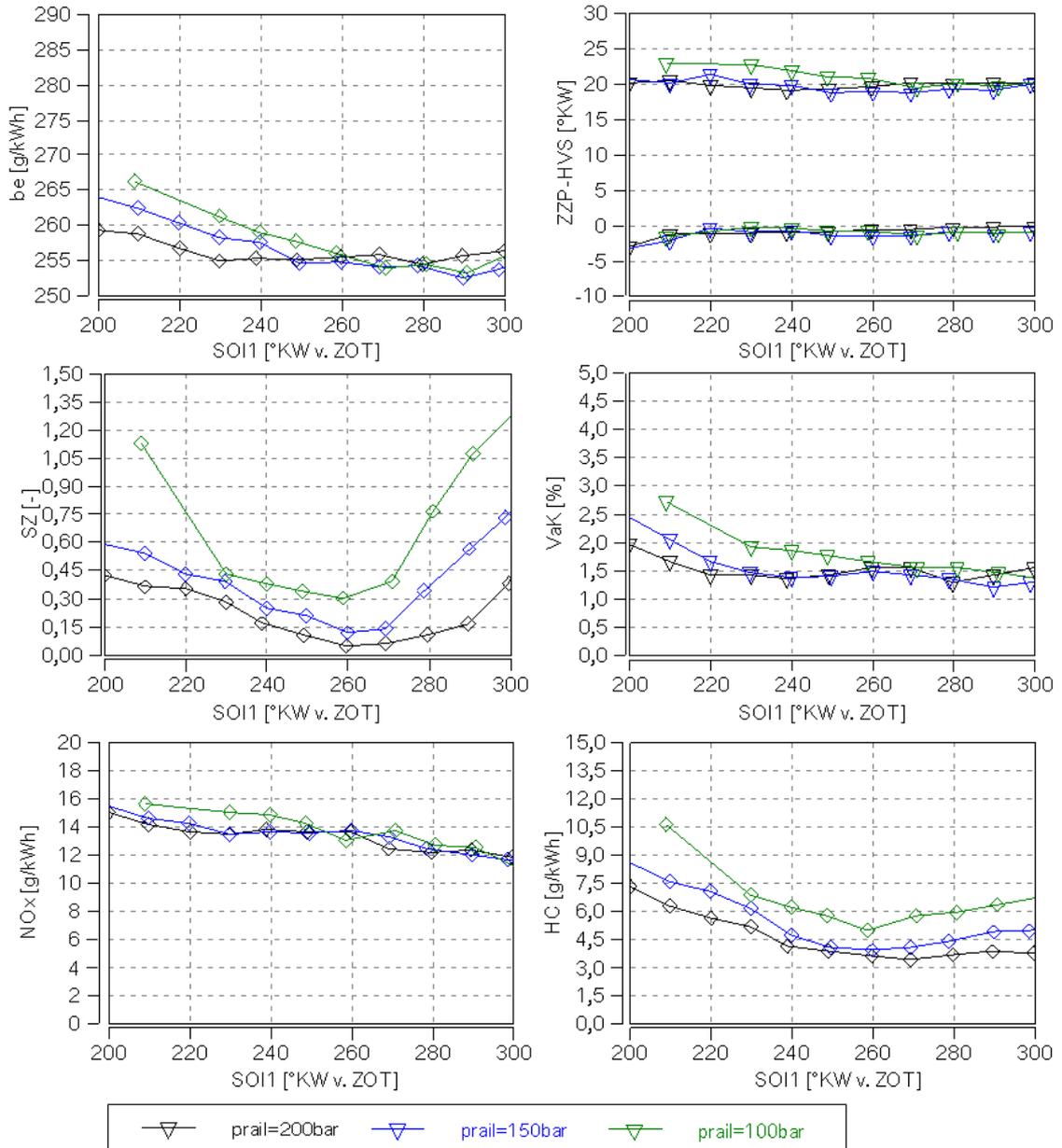


Abbildung 8.8: SOI-Variation mit verschiedenen Einspritzdrücken im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $M_d=500$ Nm.

Verbrennung, Laufruhe und Kraftstoffverbrauch

Bei frühen Einspritzzeitpunkten zeigt sich kein Einfluss des Einspritzdruckes auf Laufruhe und spezifischen effektiven Kraftstoffverbrauch. Mit zunehmend späterem Einspritzzeitpunkt ergibt sich eine Verschlechterung des Variationskoeffizienten der indizierten Arbeit und gleichzeitig ein Anstieg des spezifischen effektiven Kraftstoffverbrauches. Durch eine Einspritzdruckerhöhung verschiebt sich der beobachtete Effekt zu späteren Einspritzzeitpunkten. Im betrachteten Parametervariationsbereich der Einfacheinspritzung zeigt sich kein Einfluss auf die Klopfneigung. Bei 100 bar Einspritzdruck und späterem Einspritzzeitpunkt ergibt sich eine

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Vollastbetrieb

Spätverschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage um ca. 2 °KW. Bei höheren Einspritzdrücken zeigt der Einspritzzeitpunkt keinen Einfluss auf die Schwerpunktlage der Verbrennung.

Emissionen

Mit späterem Einspritzzeitpunkt erkennt man einen Anstieg der NO_x-Emissionen. Aufgrund der konstanten Verbrennungsschwerpunktlage und des fest eingestellten Verbrennungsluftverhältnisses ist eine unvollständige Gemischhomogenisierung als Ursache anzusehen. Dies bestätigt sich auch durch den Anstieg der HC-Emissionen mit späterem SOI, die aufgrund unvollständig aufbereiteten Kraftstoffs entstehen. Der positive Einfluss einer Einspritzdruckerhöhung auf die Zerstäubungsgüte zeigt sich in dem geringeren Niveau der Ruß- und HC-Emissionen bei höherem Einspritzdruck. Bei frühen Einspritzzeitpunkten erkennt man infolge erhöhter Kolbenbenetzung mit flüssigem Kraftstoff einen weiteren Anstieg der Ruß- und Kohlenwasserstoffemissionen.

Anhand der Emissionen zeigt sich eine Abnahme der Gemischbildungsgüte mit niedrigem Einspritzdruck und späterem Einspritzzeitpunkt. Dies ist die Ursache für die parallel auftretenden Verschlechterungen der Laufruhe und des Kraftstoffverbrauches. Ein sehr früher Einspritzzeitpunkt führt zwar zu einer guten Homogenisierung der Gasphase, die damit verbundene Benetzung des Kolbens mit flüssigem Kraftstoff ergibt aber gleichzeitig einen Anstieg der HC- und Rußemissionen. Der beste Kompromiss zwischen guter Homogenisierung und möglichst später Einspritzung zeigt sich bei 200 bar Einspritzdruck. Im betrachteten Bereich ist nahezu kein Einfluss des Einspritzzeitpunktes auf die Klopfgrenze erkennbar.

Im Nennleistungsbereich verkürzt sich aufgrund der höheren Drehzahl die für die Gemischbildung zur Verfügung stehende Zeit. In Abbildung 8.9 sind die Ergebnisse der Variationen von SOI und Einspritzdruck im Betriebspunkt $n=5800$ 1/min, $P_e=240$ kW dargestellt. Die Messungen wurden unter standardmäßigen VL-Randbedingungen am 2,9l Vollmotor durchgeführt.

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Vollastbetrieb

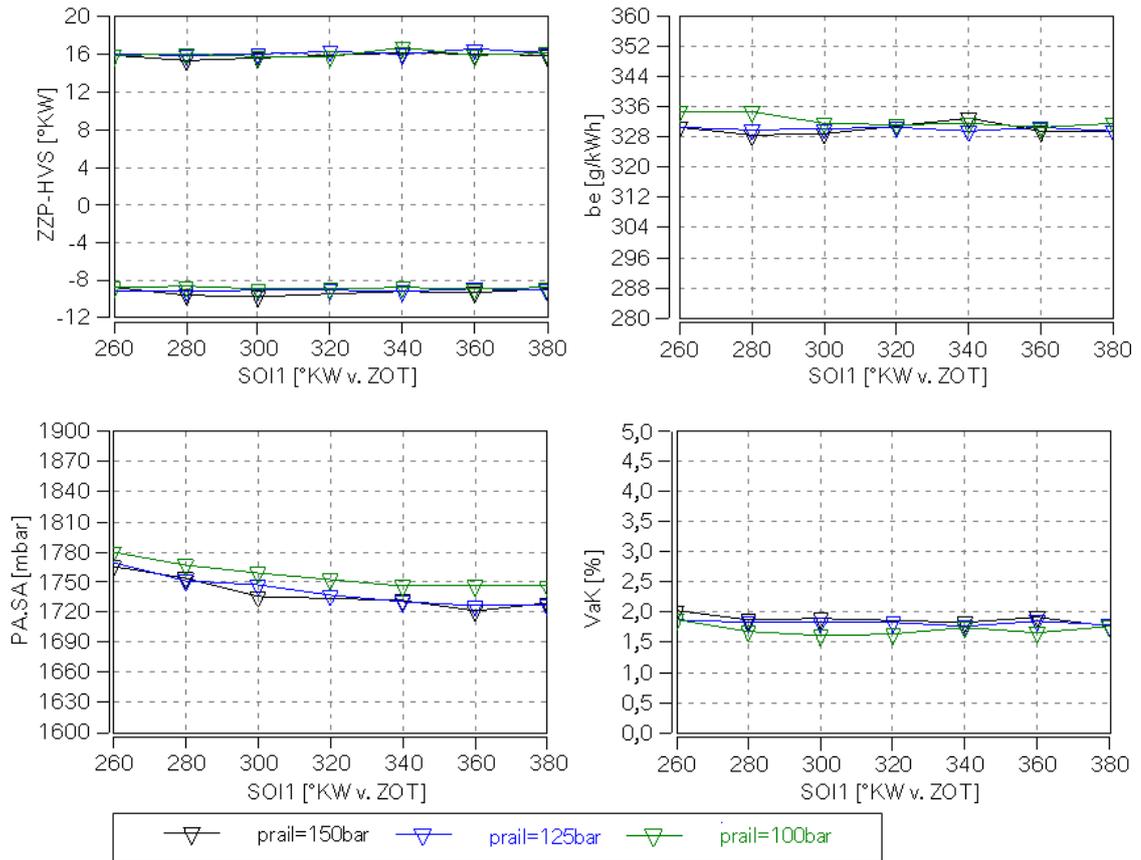


Abbildung 8.9: SOI-Variation mit verschiedenen Einspritzdrücken im Betriebspunkt $n=5800$ 1/min, $P_e=240$ kW, Einfluss auf Verbrennung und Ladedruck.

In Abbildung 8.10 sind für ausgewählte Einspritzzeitpunkte und 150 bar Einspritzdruck die Flammenkernbildung und die Klopfverteilung dargestellt. Die Messungen wurden am Zylinder 1 durchgeführt.

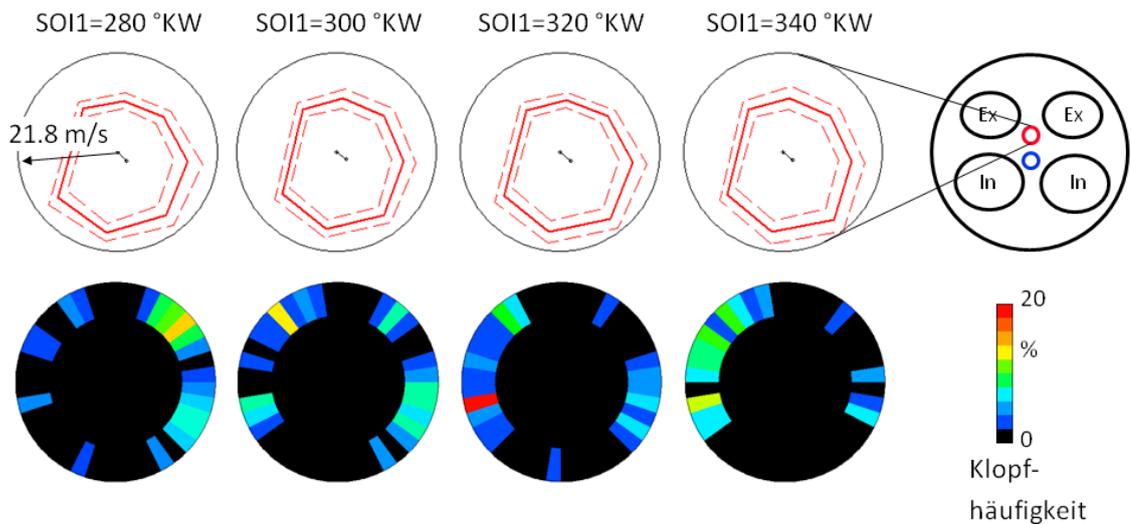


Abbildung 8.10: SOI-Variation mit $p_{rail}=150$ bar im Betriebspunkt $n=5800$ 1/min, $P_e=240$ kW, Flammenkernbildung und Klopfverteilung.

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Vollastbetrieb

Verbrennung, Laufruhe und Kraftstoffverbrauch

Mit zunehmend späterem SOI ergibt sich aufgrund des abnehmenden Luftaufwandes ein etwas höherer Ladedruckbedarf zur Erzielung der gleichen Füllung, was eine leichte Erhöhung der Ladungswechselarbeit zur Folge hat, die sich jedoch im Kraftstoffverbrauch nicht wiederfindet. Zur Erhöhung des Ladedruckes muss das Wastegate weiter geschlossen werden, was einen Anstieg des Abgasgegendruckes bewirkt und in einem höheren Restgasgehalt resultiert, der wiederum die Klopfneigung erhöht. Dem entgegen ergibt sich bei späterer Einspritzung eine effektivere Ladungskühlung, was sich positiv auf die Klopfneigung auswirkt. Die Variationen zeigen, dass sich diese beiden Effekte gegenseitig kompensieren und deshalb kein Einfluss des Einspritzzeitpunktes auf den Zündwinkel und die Schwerpunktlage der Verbrennung erkennbar ist. Die Untersuchungen zur Klopfortverteilung zeigen, dass bei $SOI = 340^\circ$ KW die meisten Klopfereignisse ihren Ursprung in der linken Brennraumseite haben und sich mit späterem SOI zunehmend auf die rechte Brennraumseite verlagern. Auf die Flammenkernbildung zeigt sich kein Einfluss des Einspritzzeitpunktes, da diese hauptsächlich vom vorherrschenden Strömungsfeld beeinflusst wird. Im betrachteten Betriebspunkt erkennt man eine schnellere Flammenkernbildung in Richtung Einlassseite, die sich aufgrund des noch teilweise vorhandenen Tumbles ergibt.

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Volllastbetrieb

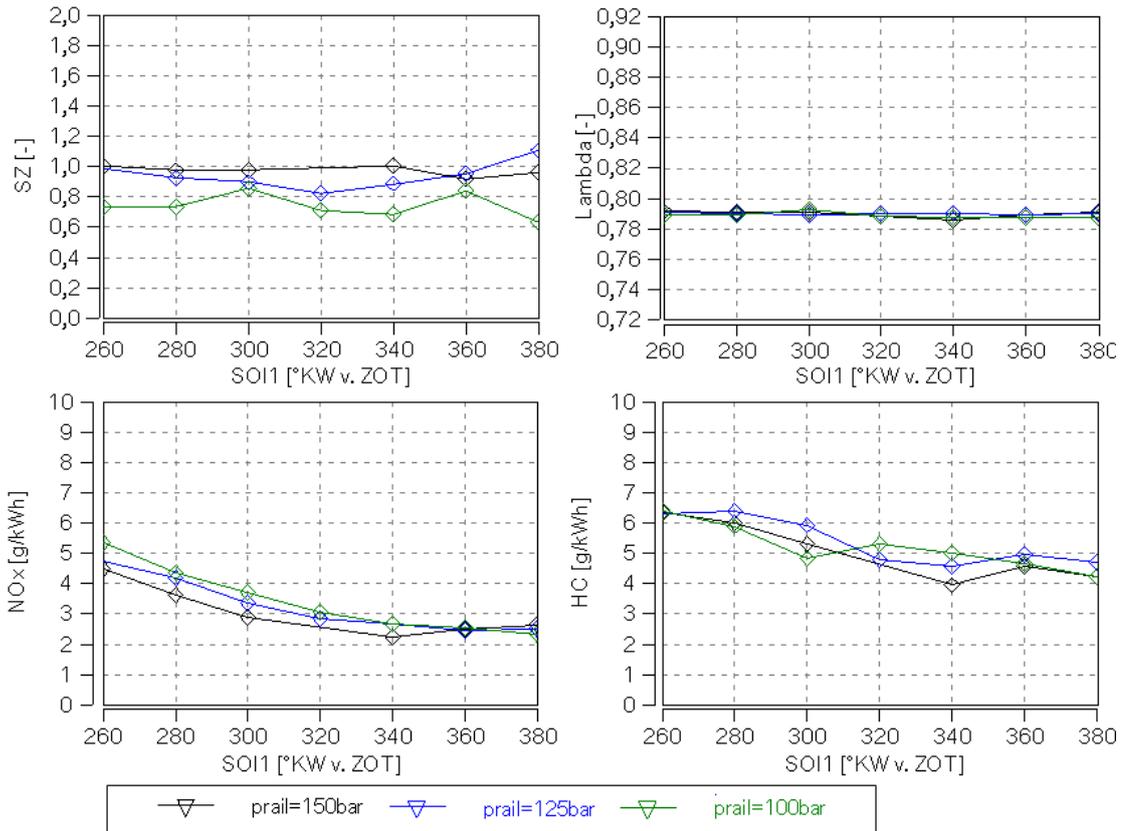


Abbildung 8.11: SOI-Variation mit verschiedenen Einspritzdrücken im Betriebspunkt $n=5800$ 1/min, $P_e=240$ kW, Einfluss auf Emissionen.

Abbildung 8.12 zeigt den Intensitätsverlauf der einzelnen VisioKnock Sensoren. Die Winkelzuordnung stimmt mit der Blickrichtung im Brennraum überein. Der radiale Abstand entspricht dem zeitlichen Verlauf und zeigt den Kurbelwinkelbereich von 30 °KW v.ZOT (innen) bis 180 °KW n.ZOT (außen). Die Falschfarbendarstellung entspricht der detektierten Intensität.

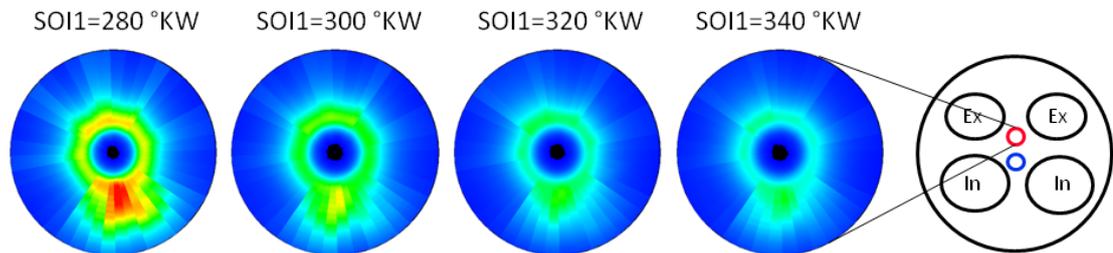


Abbildung 8.12: SOI-Variation mit $p_{rail}=150$ bar im Betriebspunkt $n=5800$ 1/min, $P_e=240$ kW, Flammenintensität VisioKnock.

Emissionen

Mit späterem SOI ergibt sich trotz gleichbleibendem Verbrennungsluftverhältnis und identischer Verbrennungsschwerpunktlage ein gravierender Anstieg der NO_x-Emissionen aufgrund einer unvollständigen Homogenisierung. Der Anstieg der HC-Emissionen bei

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Volllastbetrieb

späteren Einspritzzeitpunkten bestätigt dies und ist ebenfalls eine Folge unvollständiger Gemischaufbereitung. Unabhängig von Einspritzdruck und Einspritzzeitpunkt liegen die Rußemissionen auf einem konstanten Niveau. Die passive Flammendiagnostik mittels VisioKnock Zündkerze zeigt ab $SOI1=340$ °KW hohe Lichtintensität aus Richtung Einlassseite zu späteren Kurbelwinkeln, bei denen die Hauptverbrennung bereits abgeschlossen ist. Dies ist ein Indiz für Diffusionsverbrennung aufgrund eines Wandfilms oder infolge lokal unvollständiger Gemischaufbereitung. Ein späterer Einspritzzeitpunkt verstärkt dieses Phänomen, und es zeigt sich bereits während der Hauptverbrennung eine hohe Lichtintensität über den gesamten Brennraum aufgrund der Diffusionsverbrennung von unvollständig verdampften Kraftstofftropfen. Der hohe Eindringimpuls des Sprays führt dazu, dass der Kolben auch bei hoher Drehzahl und einem etwas späteren Einspritzzeitpunkt von $SOI1=300$ °KW noch mit flüssigem Kraftstoff benetzt wird. Dampft dieser Kraftstoff nur unvollständig von der Kolbenoberfläche ab, so bleibt ein Wandfilm bestehen, der durch die Hauptverbrennung entzündet wird und als Diffusionsflamme bis spät in den Expansionstakt abbrennt, was hohe Rußemissionen zur Folge hat.

8.2.1.2 Doppeleinspritzung

Eine Aufteilung der Volllast-Kraftstoffmenge in zwei Einspritzungen ist nur bei niedrigen Drehzahlen sinnvoll, da hier ein ausreichend breites Applikationsfenster zur Verfügung steht. In Abbildung 8.13 ist eine $EOI2$ -Variation mit verschiedenen Kraftstoffmassenanteilen der zweiten Einspritzung ($rk2$) für den Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $M_d=500$ Nm dargestellt. Zur bestmöglichen Homogenisierung und Aufbereitung der ersten Einspritzung wurden Einspritzdruck mit $p_{rail}=200$ bar und Einspritzbeginn der ersten Einspritzung mit $SOI1=280$ °KW gewählt. Für eine vergleichende Betrachtung zeigt die rote Linie das Niveau einer Einfacheinspritzung im gleichen Betriebspunkt.

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Volllastbetrieb

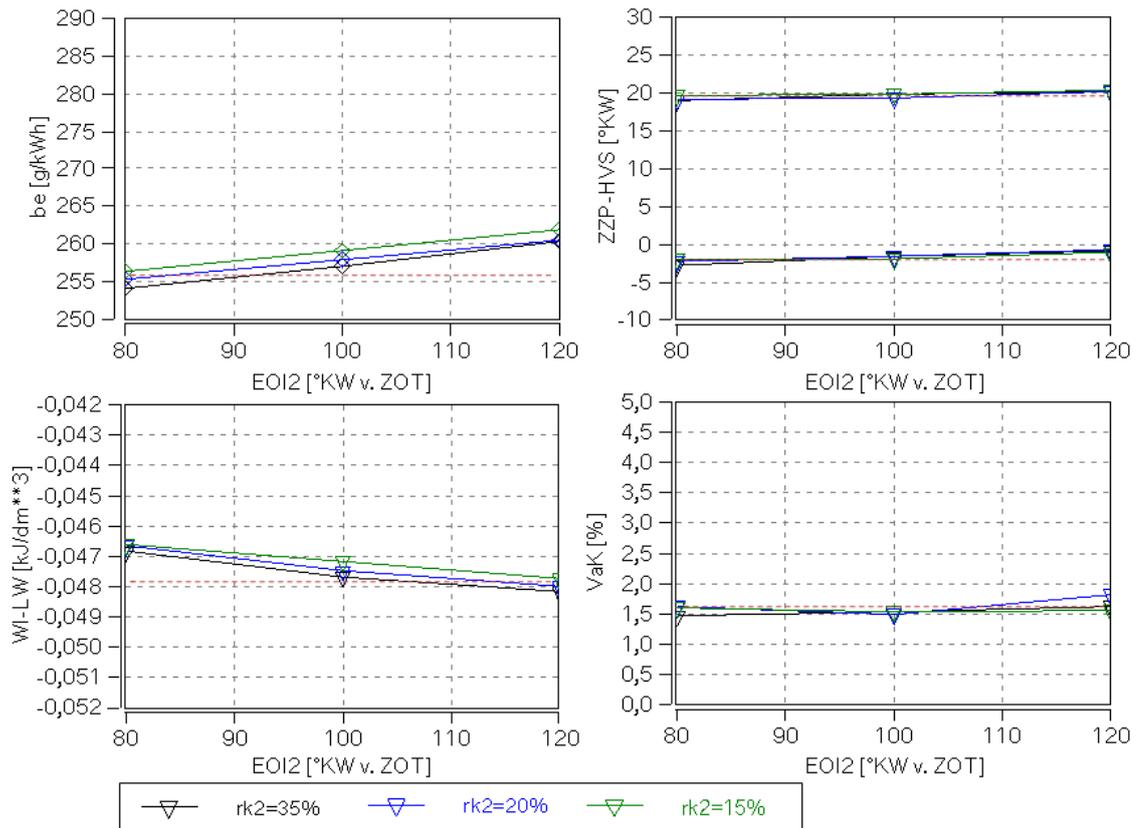


Abbildung 8.13: EOI2-Variation mit verschiedenen rk2 im Betriebspunkt
 $n=2000 \text{ 1/min}$, $M_d=500\text{Nm}$, $SOI1=280 \text{ °KW}$, $p_{rail}=200 \text{ bar}$.

Kraftstoffverbrauch, Verbrennung und Laufruhe

Durch die zweite Einspritzung in der Kompressionsphase wird zusätzliche Turbulenz im Brennraum induziert, was eine raschere Energieumsetzung bewirkt. Je später die Einspritzung erfolgt, umso kürzer ist die Zeit bis zum Brennbeginn, wodurch die Dissipation der durch die Einspritzung induzierten turbulenten kinetischen Energie gering gehalten wird. Aufgrund der rascheren Verbrennung wird eine Reduktion der Klopfneigung erreicht, wodurch sich mit späterem EOI2 die Klopfgrenze in Richtung früh verschiebt. Im Vergleich zu EOI2=120 °KW kann mit EOI2=80 °KW ein um ca. 2 °KW früherer Zündzeitpunkt gefahren werden, woraus sich eine Verbesserung der Verbrennungsschwerpunktlage um ca. 1 °KW ergibt. Dieser Effekt zeigte sich gleichermaßen für sämtliche Einstellungen von rk2. Eine zusätzliche Reduktion der Klopfneigung durch effektivere Ladungskühlung bei einer Erhöhung des spät eingespritzten Kraftstoffanteils oder infolge einer stärkeren Gemischanreicherung in Zündkerzennähe konnte nicht beobachtet werden. Durch diese leichte Frühverschiebung der Verbrennungslage ergibt sich eine Wirkungsgradverbesserung, die bei konstant gehaltener Last einen reduzierten Ladedruckbedarf zur Folge hat. Daraus resultiert eine geringere

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Vollastbetrieb

Ladungswechselerarbeit, die zusammen mit der günstigeren Schwerpunktlage eine Verbrauchsverbesserung um ca. 2% bewirkt. Eine Verbesserung der ohnehin sehr guten Laufruhe durch Doppeleinspritzung konnte nicht beobachtet werden.

Abbildung 8.14 und Abbildung 8.15 zeigen die Flammenkernbildung und die Klopfortverteilung der EOI2-Variation mit $rk2=15\%$ und $rk2=35\%$ im Vergleich zu einer Einfacheinspritzung mit $SOI=280^\circ KW$.

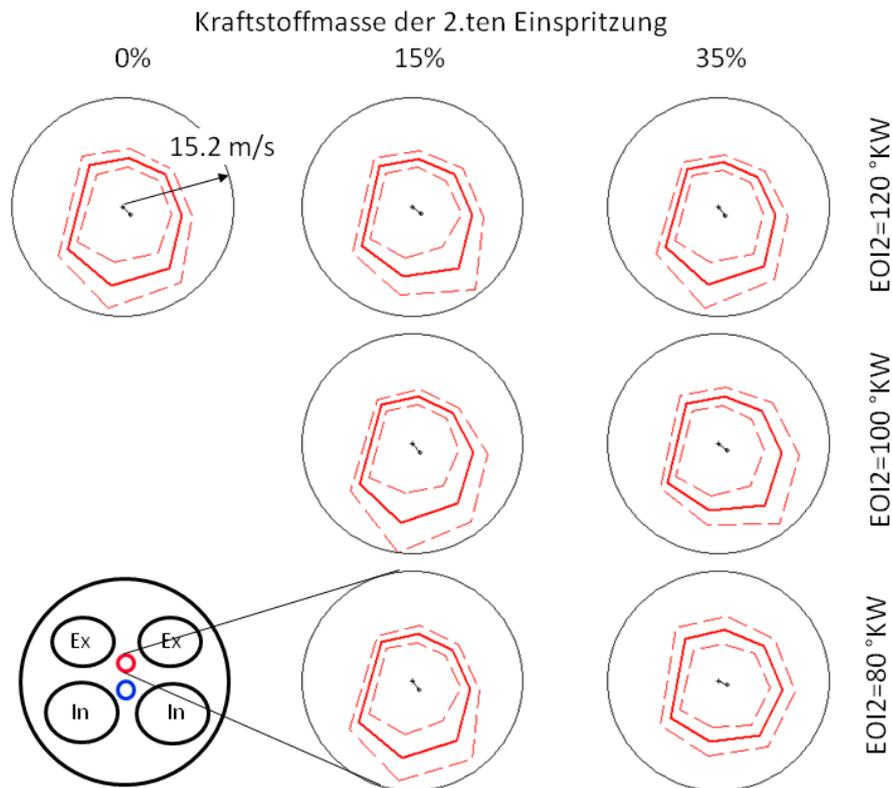


Abbildung 8.14: EOI2-Variation mit verschiedenen $rk2$ im Betriebspunkt
 $n=2000\text{ 1/min}$, $M_d=500\text{ Nm}$, Flammenkernbildung.

Die Variation von Einspritzzeitpunkt und Kraftstoffmenge der zweiten Einspritzung zeigt kaum Einfluss auf die Ausbreitungsrichtung und die Flammenkernbildungsgeschwindigkeit im Vergleich zur Einfacheinspritzung. Die Flammenkernbildung erfolgt grundsätzlich etwas schneller in Richtung Einlassseite, was sich durch den konvektiven Flammentransport aufgrund der Tumbleströmung und der vorgezogenen Funkenlage begründet. Lediglich bei $rk2=35\%$ und $EOI2=80^\circ KW$ ergibt sich tendenziell eine etwas symmetrischere Flammenkernbildung.

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Volllastbetrieb

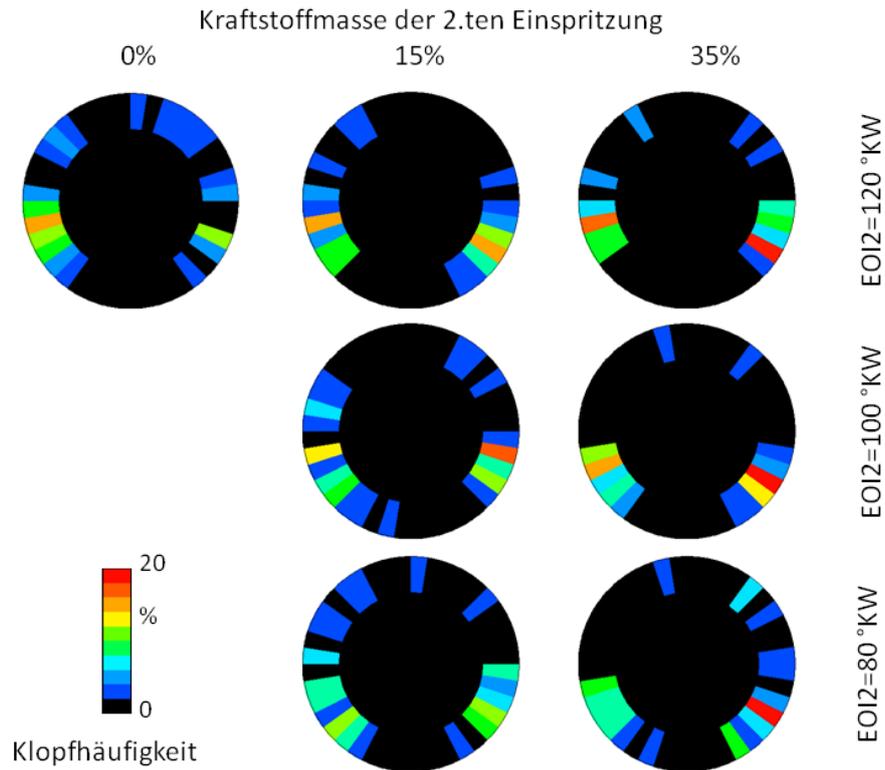


Abbildung 8.15: EOI2-Variation mit verschiedenen rk_2 im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $M_d=500$ Nm, Klopffortverteilung.

Analog zur Flammenkernbildung zeigt sich auch in der Klopffortverteilung kein gravierender Einfluss der betrachteten Doppeleinspritzungen, wobei sich grundsätzlich eine sehr indifferente Verteilung der Klopfereignisse im Brennraum ergibt.

Abbildung 8.16 zeigt die Emissionen für die betrachteten EOI2-Variationen im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $M_d=500$ Nm. Der Verlauf der Lichtintensität im Brennraum in Richtung der VisioKnock Sensoren über dem Kurbelwinkel ist in Abbildung 8.17 dargestellt und gibt Auskunft über den Entstehungsort der Rußemissionen.

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Volllastbetrieb

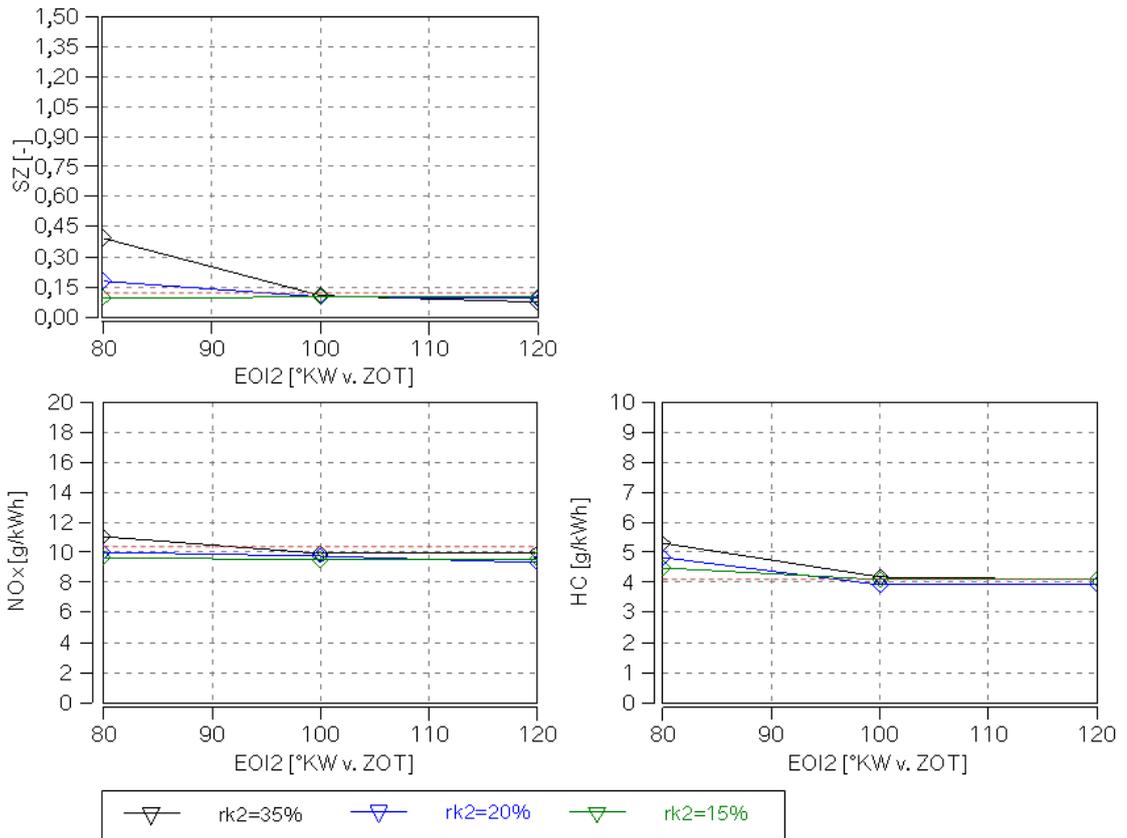


Abbildung 8.16: EOI2-Variation mit verschiedenen rk2 im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $M_d=500$ Nm, Einfluss auf die Emissionen.

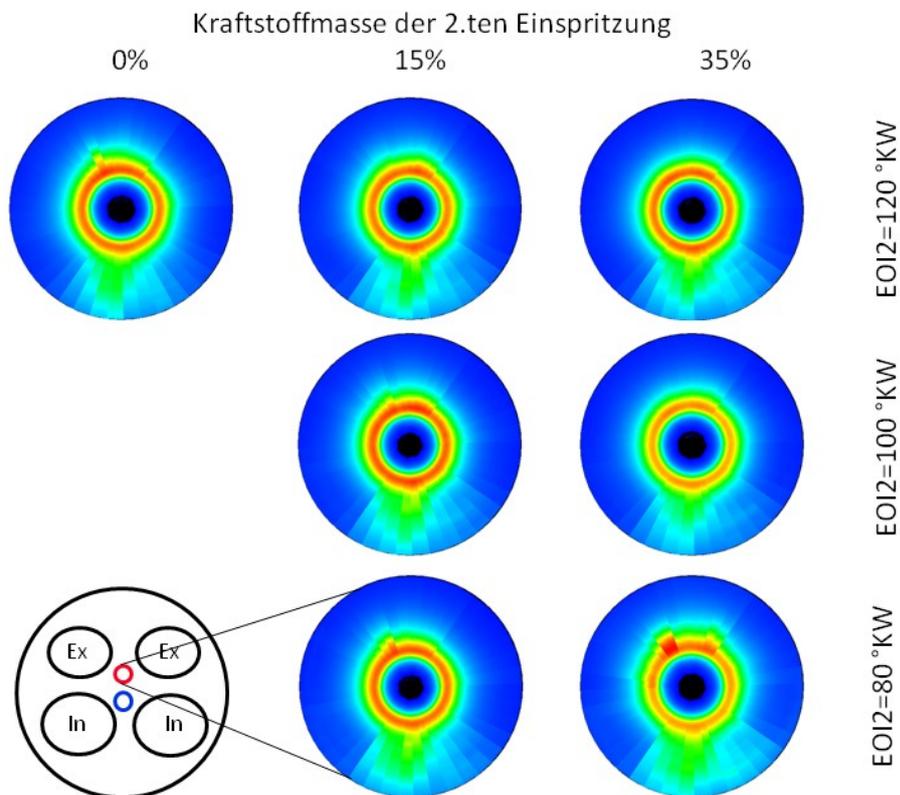


Abbildung 8.17: EOI2- und rk2-Variation im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $M_d=500$ Nm, Flammenintensität VisioKnock.

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Volllastbetrieb

Emissionen

Bei $EOI2=120$ °KW und $EOI2=100$ °KW zeigen sich keinerlei Unterschiede zwischen den verschiedenen Kraftstoffmassenaufteilungen. Die Emissionen liegen auf dem Niveau der Einfacheinspritzung. Bei $EOI2=80$ °KW ergeben sich Abhängigkeiten vom eingestellten $rk2$. Je größer die Kraftstoffmasse der zweiten Einspritzung, desto höher werden die Ruß- und HC-Emissionen. Die Visio-Knock Sensoren zeigen erhöhte Lichtemissionen zu späteren Kurbelwinkeln über dem gesamten Umfang. Dies bestätigt, dass Ruß in weiten Bereichen des Brennraumes aufgrund unvollständiger Gemischaufbereitung gebildet wird, was auch die Ursache für die steigenden HC-Emissionen ist. Weiterhin zeigt sich bei allen Einspritzstrategien eine hohe Lichtemission aus Richtung des Injektors, was auf eine Diffusionsverbrennung von in den Spritzlöchern verbliebenem Kraftstoff hinweisen könnte.

Die stark erhöhte Rußemission bei $rk2=35$ % und $EOI2=80$ °KW korreliert mit einem Anstieg der NOx -Emission. Ursache ist auch hier die unvollständige Gemischaufbereitung und -homogenisierung. Dies ist auch der einzige Punkt der eine leichte Veränderung der Flammenkernbildung zeigte. Weil hier jedoch die Rußemissionen mit $SZ=0,4$ bereits massiv ansteigen, ist eine weitere Steigerung von $rk2$ bzw. bei gleichem $rk2$ ein noch späteres $EOI2$ nicht mehr zielführend.

8.2.2 Auslegung Spray und Durchfluss

Da im Nennleistungsbereich eine Doppeleinspritzung nicht eingesetzt werden kann und die Variation der Einspritzparameter bei Einfacheinspritzung ein konstant hohes Rußniveau gezeigt hat, soll im Folgenden geklärt werden, ob eine Anpassung der Injektorauslegung einen Beitrag zur Rußreduktion liefert. Die Untersuchungen dazu wurden am 2,9l Vollmotor durchgeführt.

8.2.2.1 Spraylayout

Abbildung 8.18 zeigt eine SOI-Variation der in Abbildung 6.6 vorgestellten Sprayvarianten bei 150 bar Einspritzdruck im Betriebspunkt $n=5800$ 1/min, $P_e=240$ kW unter den standardmäßigen VL-Randbedingungen.

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Volllastbetrieb

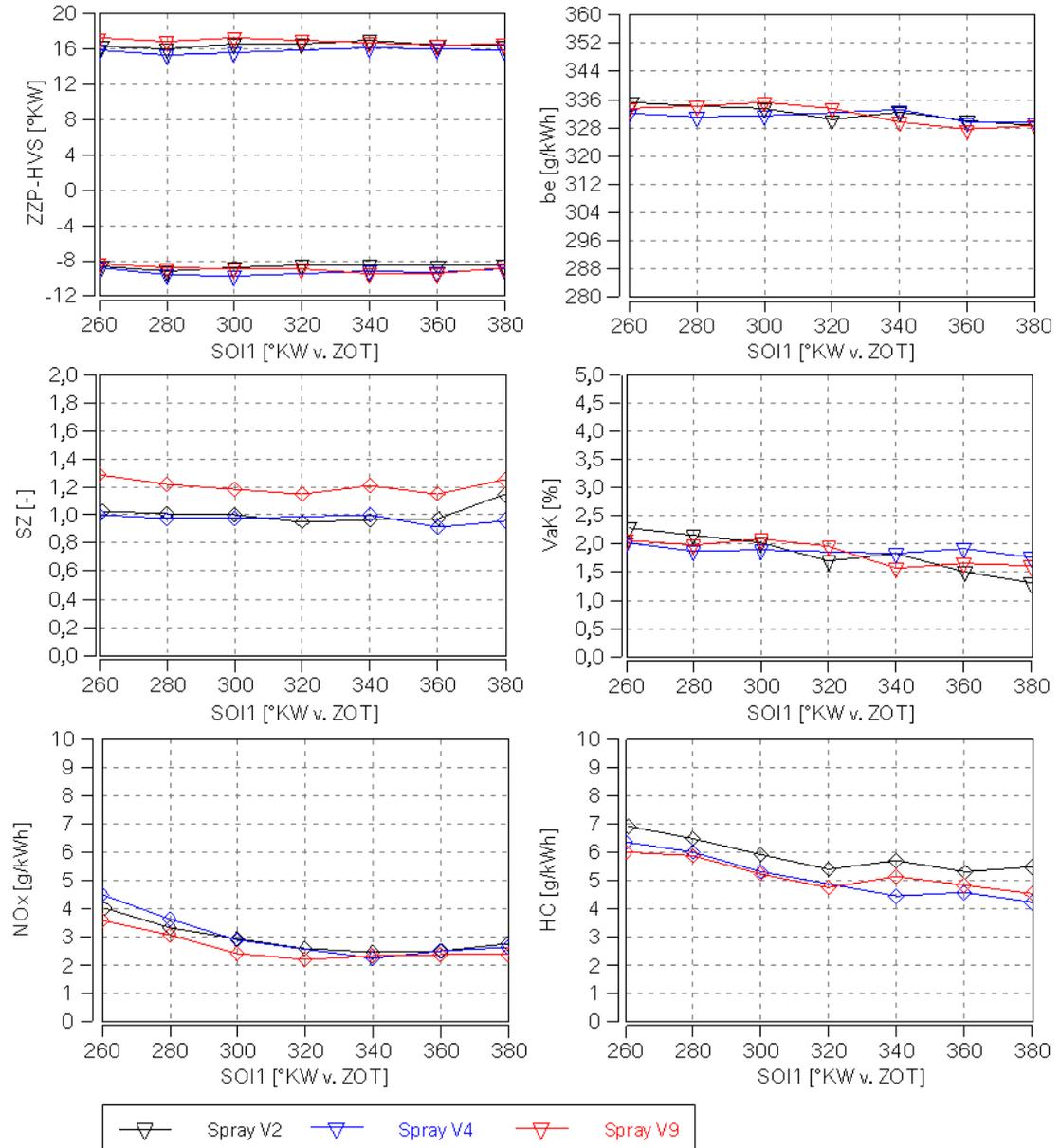


Abbildung 8.18: SOI-Variation im Betriebspunkt $n=5800$ 1/min, $P_e=240$ kW, Vergleich Spraylayout.

Die verschiedenen Sprayvarianten zeigen kaum Unterschiede in Klopfneigung, Verbrennungsschwerpunktlage und Laufruhe. Eine Zunahme der NOx- und HC-Emissionen mit späterem SOI zeigt sich gleichermaßen bei allen Sprayvarianten, wobei das Niveau der HC-Emissionen beim V4 und V9 Spray unter dem des V2 Sprays liegt. Bei allen Sprayvarianten befinden sich die Rußemissionen auf einem konstant hohen Niveau und zeigen keine Abhängigkeit vom Einspritzzeitpunkt. Das V9 Spray weist im Vergleich zu V2 und V4 ein etwas höheres Rußniveau auf. Laufruhe, Klopfneigung, Verbrennungsschwerpunktlage und Kraftstoffverbrauch zeigen keine Abhängigkeit von den betrachteten Spraylayouts.

8.2.2.2 Hydraulischer Durchfluss

Auf Basis des V2-Sprays mit einem stationären Durchfluss von $Q_{\text{stat}}=20$ ccm/s wurden zwei weitere Varianten mit $Q_{\text{stat}}=18$ ccm/s und $Q_{\text{stat}}=22,5$ ccm/s untersucht. Abbildung 8.19 zeigt eine SOI-Variation mit den drei Durchflussvarianten bei 150 bar Einspritzdruck im Betriebspunkt $n=5800$ 1/min, $P_e=240$ kW unter standardmäßigen VL-Randbedingungen.

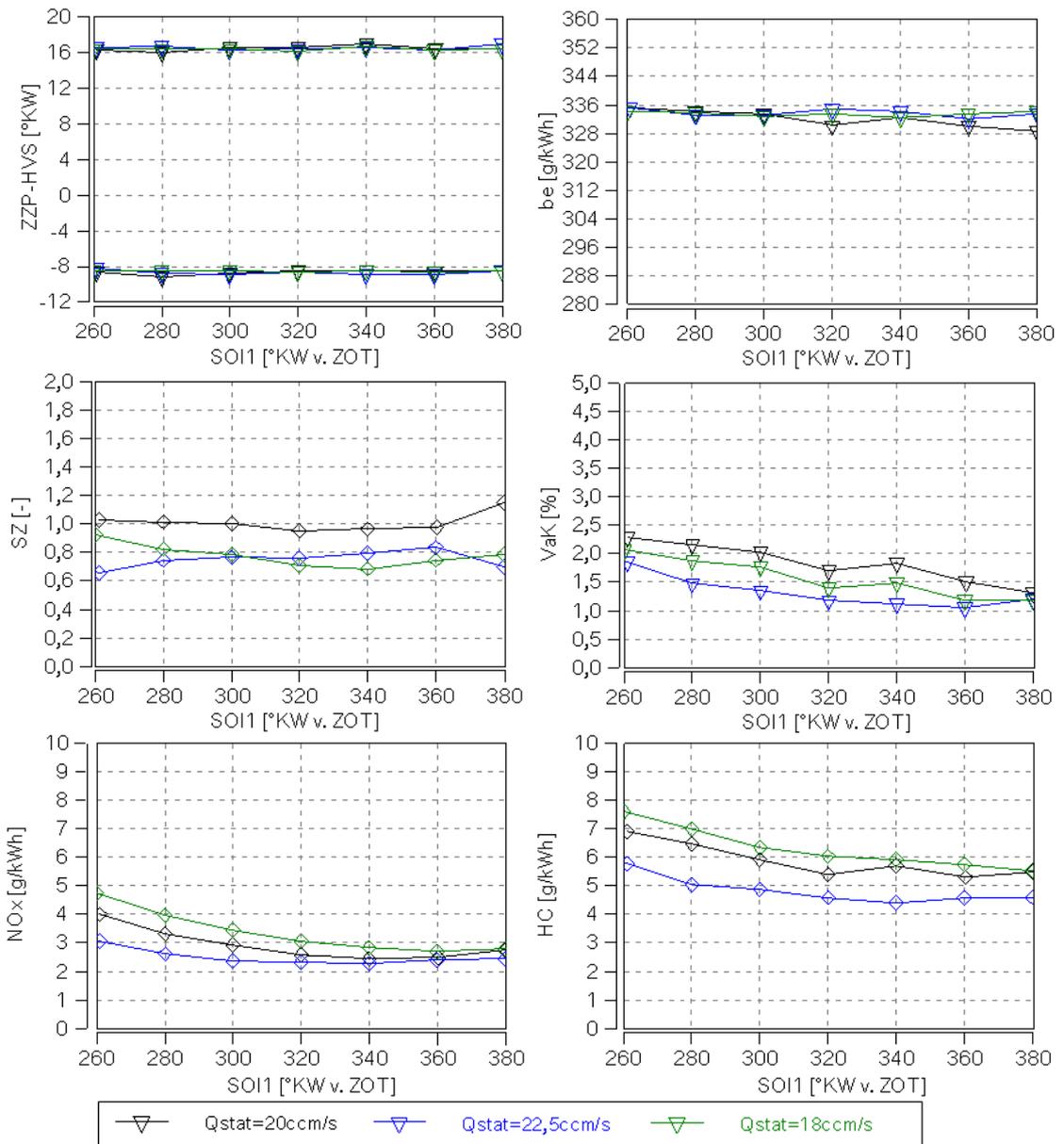


Abbildung 8.19: SOI-Variation im Betriebspunkt $n=5800$ 1/min, $P_e=240$ kW, Vergleich hydraulischer Durchfluss.

NOx- und HC-Emissionen zeigen eine eindeutige Abhängigkeit vom Durchfluss des Injektors, wobei der Anstieg der Emissionen aufgrund unzureichender Kraftstoffaufbereitung und Homogenisierung umso später beginnt, je größer der Durchfluss des Injektors ist. Ursache ist die kürzere

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Volllastbetrieb

Einspritzdauer bei größerem Durchfluss, womit sich bei gleichem SOI ein früheres EOI ergibt, sodass mehr Zeit für Verdampfung und Homogenisierung des Kraftstoffes zur Verfügung steht. Die Rußemissionen zeigen auch bei den Injektoren mit verändertem Durchfluss keine klare Abhängigkeit vom Einspritzzeitpunkt und befinden sich ebenfalls auf einem hohen Absolutniveau, was die Vermutung zulässt, dass hier noch ein weiteres Phänomen zur Rußbildung beitragen könnte.

Die an HC- und NO_x-Absenkung erkennbaren Homogenisierungsvorteile führen zu einer tendenziellen Verbesserung der Laufruhe, die jedoch keine Auswirkung auf Zündzeitpunkt, Verbrennungsschwerpunktlage und spezifischem Kraftstoffverbrauch zeigt.

8.3 Einfluss der Kolbengeometrie

Die Auslegung der Kolbenform beeinflusst die Spray-Wand Interaktion bei frühen Einspritzzeitpunkten sowie die Ausprägung und den Zerfall der Ladungsbewegung. Zur Untersuchung des Einflusses der Kolbengeometrie im aufgeladenen Volllastbetrieb wurden die beiden in Abbildung 6.9 gezeigten Kolbenvarianten am thermodynamischen Einzylinder-Motor miteinander verglichen. Im Fokus des Interesses steht dabei neben der Reduktion der Rußemissionen aufgrund der größeren freien Strahllänge vor allem das Klopfverhalten des K2-Kolbens. Durch die kleine und tiefe Kolbenmulde des K2-Kolbens soll die Ladungsbewegung im Brennraumzentrum fokussiert und intensiviert werden, was eine schnelle Flammenausbreitung begünstigen würde. Die etwas stärkere Zerklüftung des K2-Kolbens könnte aber auch einen negativen Einfluss auf das Klopfverhalten haben, da sich dadurch Bereiche mit etwas längeren Flammenwegen ergeben und ev. höhere Kolbentemperaturspitzen auftreten. Abbildung 8.20 zeigt eine SOI-Variation bei Einfacheinspritzung mit einem Einspritzdruck von $p_{\text{rail}}=200$ bar im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min und $w_i=2,0$ kJ/l. Aufgrund der fehlenden Gasdynamik und der externen Aufladung am Einzylinder-Motor differieren die Absolutwerte der Ergebnisse im Vergleich zum Vollmotor.

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Volllastbetrieb

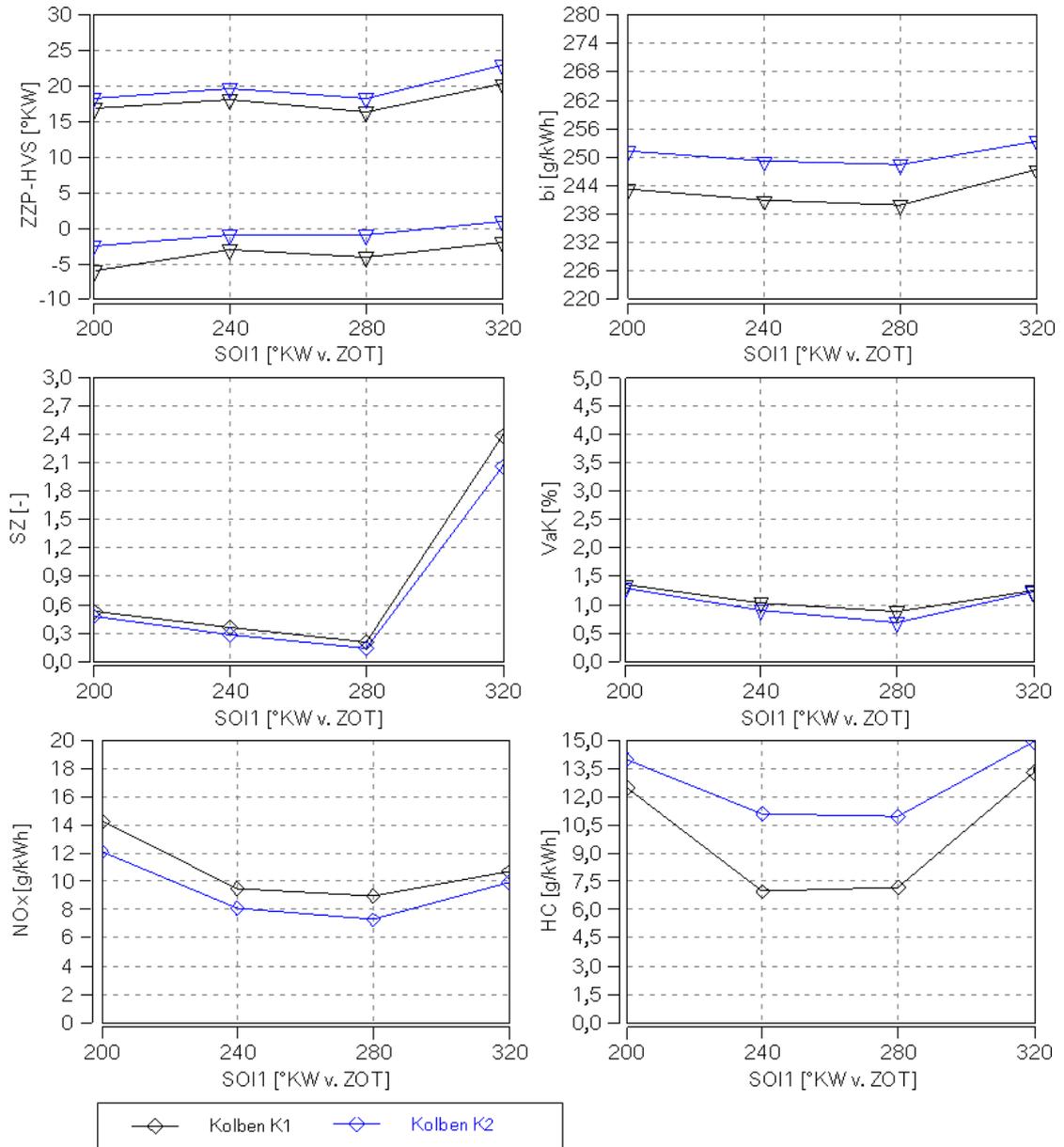


Abbildung 8.20: SOI-Variation im Betriebspunkt $n=2000$ 1/min, $w_i=2,0$ kJ/l, Einfluss Kolbengeometrie.

Es zeigt sich über dem gesamten SOI-Variationsbereich eine höhere Klopfneigung des K2-Kolbens, wodurch ein um ca. 3 °KW späterer Zündwinkel eingestellt werden muss, so dass eine spätere Schwerpunktlage und entsprechende Verbrauchsnachteile resultieren. Ein Vergleich der Brenndauern zeigt, dass diese beim K2-Kolben um ca. 3°KW kürzer sind. Dies bestätigt die höhere Turbulenz des K2-Kolbens, die sich jedoch negativ auf die Klopfneigung auswirkt. Die sich mit dem K2-Kolben einstellende größere freie Strahlänge zeigt tendenzielle Vorteile in den Rußemissionen. Wegen der späteren Verbrennungslage des K2-Kolbens sinken die Verbrennungsspitzentemperaturen, was niedrigere NOx-Emissionen zur

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Vollastbetrieb

Folge hat. Die höheren HC-Emissionen beim K2-Kolben führen zu steigenden Wirkungsgradverlusten aufgrund unvollständiger Verbrennung und tragen zusätzlich zum erhöhten Kraftstoffverbrauch bei.

8.4 Kombination von Direkt- und Saugrohreinspritzung

Die bisherigen Untersuchungen zielten darauf ab, durch eine Verbesserung der DI-Gemischbildung die Rußemissionen im Nennleistungsbereich zu reduzieren, ohne dabei die Klopfneigung zu erhöhen. Im Folgenden soll geklärt werden, inwieweit eine Kombination aus Saugrohr- und Direkteinspritzung zur Verbesserung der Gemischbildung beitragen kann und welche Nachteile aufgrund der reduzierten Ladungskühlung entstehen.

Abbildung 8.21 zeigt eine Variation der Kraftstoffmassenaufteilung zwischen Direkt- und Saugrohreinspritzung, wobei $rk_{MPI}=0\%$ reinem DI-Betrieb entspricht. Zur Einhaltung der max. zulässigen Temperatur der DI-Injektorspitze ist ein gewisser Kraftstoffmassenstrom zur Innenkühlung erforderlich, weswegen der MPI-Anteil im betrachteten Betriebspunkt $n=5800\text{ 1/min}$, $P_e=230\text{ kW}$ nicht über 50% erhöht werden konnte. Die Messung wurde am 3,0l Vollmotor unter den standardmäßigen VL-Randbedingungen durchgeführt. Die Einspritzparameter der Direkteinspritzung wurden mit $p_{rail}=150\text{ bar}$ und $SOI=320\text{ °KW}$ gewählt. Bei $rk_{MPI}=50\%$ wurden die MPI-Ventile über 450 °KW angesteuert, wodurch die Kraftstoffmenge nicht vollständig während des Ansaugvorgangs eingebracht werden konnte und damit teilweise im Einlasskanal vorgelagert werden musste.

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Vollastbetrieb

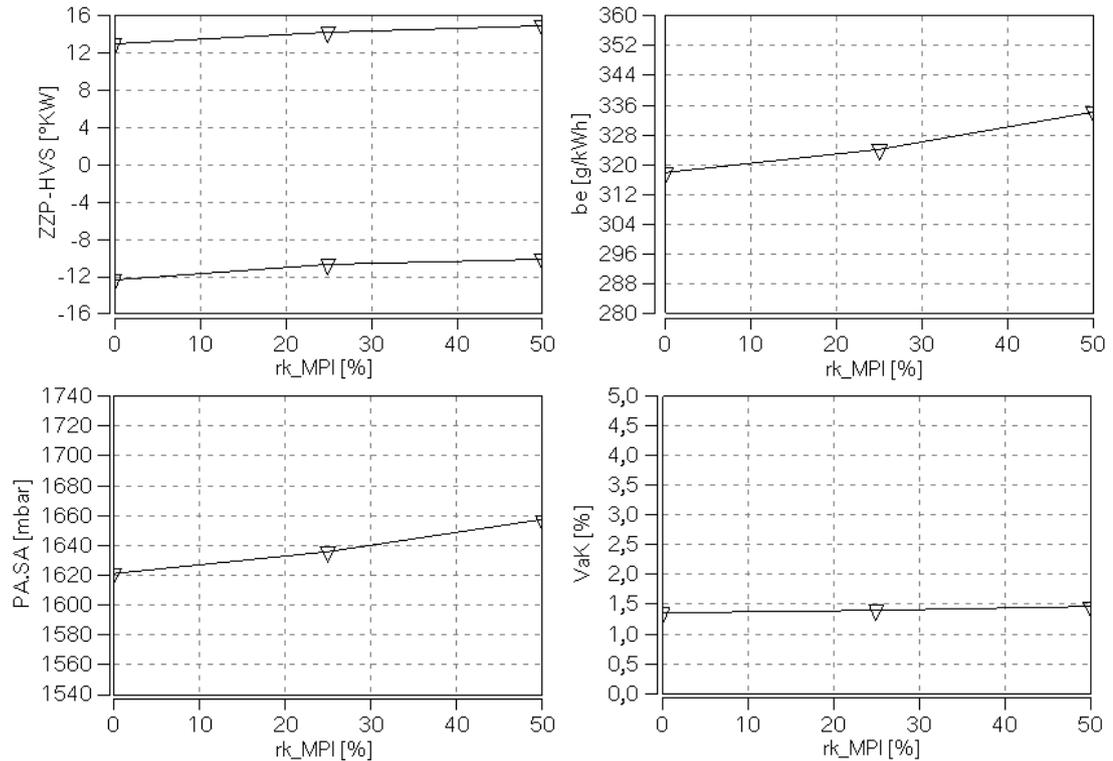


Abbildung 8.21: Variation von rk_MPI im Betriebspunkt $n=5800$ 1/min, $P_e=230$ kW, Einfluss auf Verbrennung und Ladedruck.

In Abbildung 8.22 sind Flammenkernbildung und Klopfortverteilung für die rk_MPI Variation dargestellt.

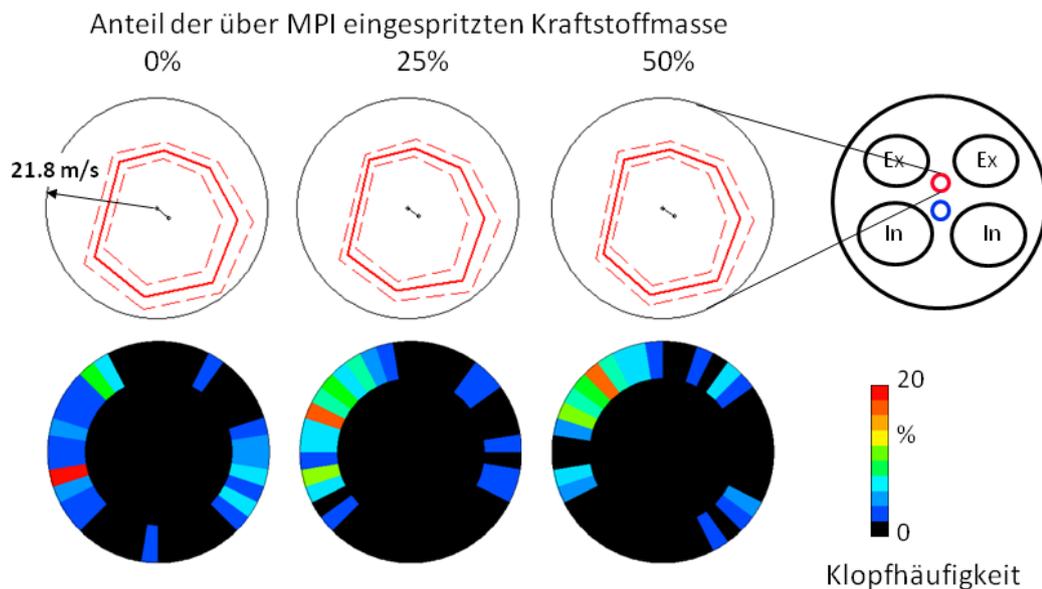


Abbildung 8.22: Variation von rk_MPI im Betriebspunkt $n=5800$ 1/min, $P_e=230$ kW, Flammenkernbildung und Klopfortverteilung.

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Vollastbetrieb

Verbrennung, Ladedruck und Kraftstoffverbrauch

Mit zunehmendem MPI-Anteil zeigt sich deutlich eine Erhöhung der Klopfneigung und die dadurch erzwungene Verschiebung der Verbrennung zu späteren Kurbelwinkeln. Ursache ist die reduzierte Ladungskühlung aufgrund der teilweisen Verdampfung des Kraftstoffes im Einlasskanal. Durch den späteren Zündwinkel ergibt sich eine thermodynamisch ungünstigere Verbrennungsführung, die einen Wirkungsgradnachteil zur Folge hat. Um diesen zu kompensieren, muss bei konstanter Last die Füllung und damit der Ladedruck erhöht werden, wodurch die Ladungswechselerarbeit ansteigt. Zusätzlich bedingt die spätere Schwerpunktlage eine höhere Anfettung zur Einhaltung der maximalen Abgastemperatur. Die Summe dieser drei Effekte bewirkt einen deutlichen Anstieg des spezifischen effektiven Kraftstoffverbrauches. Während ein zunehmender MPI-Anteil auf die Flammenkernbildung nahezu keinen Einfluss zeigt, verschiebt sich die Klopfortverteilung tendenziell auf die linke Brennraumseite, wodurch diese bei $rk_MPI=50\%$ eher der Klopfortverteilung bei reinem DI-Betrieb mit $SOI=340^\circ KW$ gleicht (vgl. Abbildung 8.10).

Abbildung 8.23 zeigt die Emissionen der rk_MPI -Variation im Betriebspunkt $n=5800\text{ 1/min}$, $P_e=230\text{ kW}$.

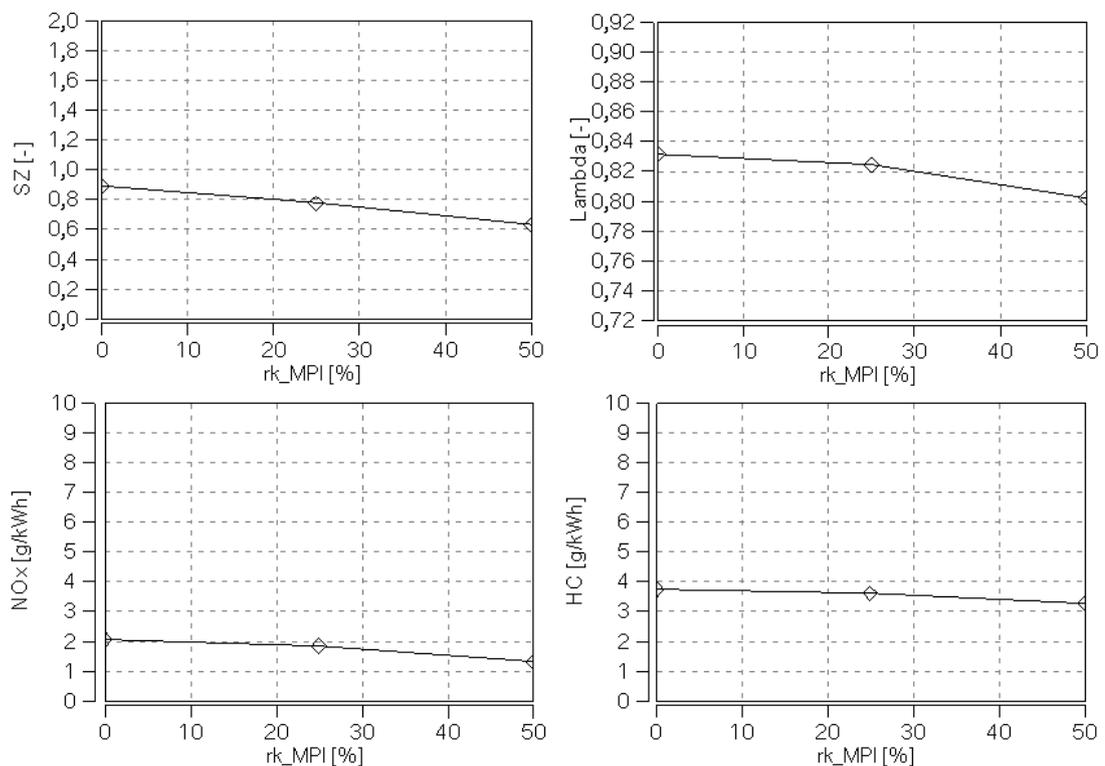


Abbildung 8.23: Variation von rk_MPI im Betriebspunkt $n=5800\text{ 1/min}$, $P_e=230\text{ kW}$, Einfluss auf Emissionen.

8 Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung im aufgeladenen Volllastbetrieb

Abbildung 8.24 zeigt den Intensitätsverlauf der VisioKnock Sensoren für die rk_MPI -Variation.

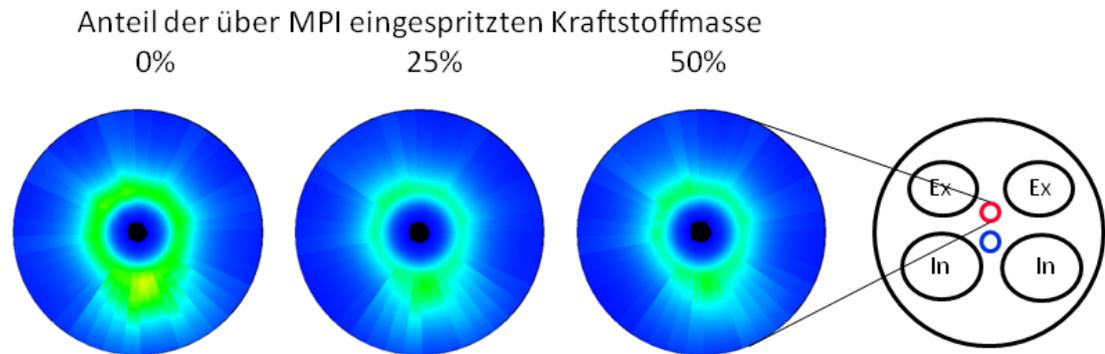


Abbildung 8.24: Variation von rk_MPI im Betriebspunkt $n=5800$ 1/min, $P_e=230$ kW, Flammenintensität VisioKnock.

Emissionen

Zur Einhaltung der max. Abgastemperatur muss mit zunehmendem rk_MPI aufgrund der späteren Verbrennungslage das Luftverhältnis abgesenkt werden, was in Verbindung mit den niedrigeren Spitzentemperaturen eine Reduktion der NO_x -Emissionen bewirkt. Trotz der Absenkung des Verbrennungsluftverhältnisses mit steigendem rk_MPI ergibt sich eine Verbesserung in den Ruß- und HC-Emissionen. Aus den Intensitätsverläufen der VisioKnock Sensoren ist ersichtlich, dass sich eine deutliche Reduktion der Lichtintensität während der Hauptverbrennung ergibt. Die Ursachen sind die geringere Einspritzmenge des DI-Injektors, wodurch sich ein deutlich früheres Einspritzende und mehr Zeit für die Aufbereitung des Kraftstoffes ergibt, sowie die gute Vorhomogenisierung des MPI-Kraftstoffanteils im Einlasskanal.

Durch eine teilweise Saugrohreinspritzung im Nennleistungsbereich können also die Rußemissionen zu einem gewissen Teil reduziert werden. Aufgrund der thermodynamischen Nachteile ergibt sich allerdings ein erheblicher Verbrauchsnachteil bzw. bei vollständiger Ausschöpfung des Ladungswechselfpotenzials ein Leistungsdefizit des Motors.

Bei niedrigen Drehzahlen und Volllast geht der durch eine Saugrohreinspritzung eingebrachte Kraftstoff aufgrund des Durchspülens zu einem großen Teil unverbrannt ins Abgas, was einen massiven Anstieg der HC-Emissionen und des Kraftstoffverbrauches zur Folge hat. Aus diesem Grund ist der Einsatz einer zusätzlichen Saugrohreinspritzung in diesem Kennfeldbereich ebenfalls nicht zielführend.

8.5 Zusammenfassung der Untersuchungen im aufgeladenen Volllastbetrieb

Die Untersuchungen im aufgeladenen Volllastbetrieb zielten vorrangig auf die Reduktion der Klopfneigung und der Rußemissionen ab.

Der Vergleich zweier Einlasskanäle mit unterschiedlichem Tumbelniveau zeigte deutliche Auswirkungen auf die funktionalen Eigenschaften. Im Low-End-Torque Bereich konnte durch das höhere Ladungsbewegungsniveau eine schnellere Verbrennung mit deutlichem Verbrauchsvorteil realisiert werden. Die geringere Abgasenthalpie bedingt jedoch eine reduzierte Turbinenleistung, was spürbare Drehmomenteinbußen im unteren Drehzahlbereich zur Folge hat. Variationen der Einspritzparameter zeigten im Low-End-Torque Bereich keine gravierenden Einflüsse auf die Zielgrößen. Auch die untersuchten Doppeleinspritzstrategien führten nicht zu einer Reduktion der Klopfneigung. Die relativ hohen Rußemissionen im Nennleistungsbereich waren nicht signifikant abhängig von Einspritzzeitpunkt und -druck, und konnten auch durch ein verändertes Spraylayout bzw. einem geänderten Injektordurchfluss nicht beeinflusst werden. Die durchgeführten Visiolution Untersuchungen konnten einen gewissen Beitrag zum Verständnis der Entstehungsorte liefern, die auftretenden Phänomene konnten jedoch nicht vollständig geklärt werden. Hierzu sollten weiterführende optische Untersuchungen erfolgen. Die bereits im Kapitel Teillast angesprochene Weiterentwicklung des Injektors mit einer Reduktion der Spraypenetration und einer Erhöhung von Antriebsdynamik und Mengenspreizung sollte auch im aufgeladenen Volllastbetrieb untersucht werden.

Zur Erhöhung und Zentrierung der Turbulenz in der Brennraummitte wurde ein Kolben mit engerer, vertiefter Kolbenmulde betrachtet, der sich jedoch negativ auf die Klopfneigung auswirkte. Abschließend wurde eine kombinierte MPI-DI Einspritzung untersucht. Eine teilweise Aufteilung der Einspritzmenge auf Saugrohr-, und Direkteinspritzung zeigt im Nennleistungsbereich zwar Vorteile in den Rußemissionen, denen aber deutliche thermodynamische Nachteile aufgrund höherer Klopfneigung gegenüberstehen. Bei niedrigen Drehzahlen ist eine teilweise Saugrohreinspritzung in Kombination mit spülendem Ladungswechsel ebenfalls nicht zielführend.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Inhalt der vorliegenden Arbeit sind Untersuchungen zur Gemischbildung des TVDI-Brennverfahrens, das erstmals die Technologiebausteine Turboaufladung, vollvariabler Ventiltrieb und Direkteinspritzung miteinander kombiniert. Nach einer Darstellung des technischen Konzepts werden die Potenziale dieses Brennverfahrens in den relevanten Betriebsarten Katheizen, Teillast und Volllast erörtert.

Für diese Betriebsbereiche wird der Einfluss der Gemischbildung auf Verbrennung und funktionale Eigenschaften bestimmt. Im Fokus der experimentellen Untersuchungen stehen dabei der Injektor, die Einspritzstrategie, die Ladungsbewegung und die Brennraumgeometrie. Hierzu werden thermodynamische Analysen und optische Messmethoden am Einzylinder-Forschungsmotor, an Vollmotoren, am Transparentmotor und an einem Sprayprüfstand eingesetzt. Im Zuge der Arbeit wurde ein Motor mit kombinierter Direkt- und Saugrohreinspritzung betrieben, der eine vergleichende Bewertung der Gemischbildungsverfahren ermöglicht und das Grenzpotenzial aufzeigt. Im Folgenden werden die gewonnenen Erkenntnisse zusammengefasst und ein Ausblick auf weiterführende Untersuchungen und Optimierungsschritte gegeben.

Katheizbetrieb

Der anzustrebende Betrieb mit hohen Restgasraten und leicht magerem Verbrennungsluftverhältnis erfordert eine Optimierung der Entflammungsbedingungen und die gleichzeitige Einhaltung niedrigster Rohemissionen. In den Untersuchungen konnten folgende Maßnahmen als zielführend bewertet werden:

- Doppeleinspritzung mit einer Zünd einspritzung deren EOI im Bereich ± 2 °KW zum Zündzeitpunkt liegt.
- Die Kraftstoffmenge der Zünd einspritzung sollte möglichst klein sein.
- Das Spraylayout des Injektors sollte derart ausgeführt sein, dass die beiden in Richtung Zündkerze ausgerichteten Einzelspraykeulen möglichst nahe an den Entflammungsort positioniert werden, ohne die Zündkerze zu benetzen.
- Die Kolbenmulde sollte eher flach und breit ausgeführt werden.
- Ein höheres Ladungsbewegungsniveau zeigt Vorteile im Emissionsverhalten.

Teillast

Die Reduktion des Kraftstoffverbrauches im Teillastbetrieb wird wesentlich von der Restgasverträglichkeit und dem damit verbundenen Entdrosselungspotenzial beeinflusst. Hierzu ist eine optimale Gemischbildung erforderlich, die auch einen wesentlichen Einfluss auf die Rohemissionen hat. Anhand der durchgeführten Analysen zeigten sich folgende Auslegungsparameter und Einspritzstrategien als zielführend:

- Bei Einfacheinspritzung mit frühem Einspritzzeitpunkt wird der Kolben zur Unterstützung der Gemischbildung genutzt, was zu einer bestmöglichen Gemischhomogenisierung führt.
- Ein breiter aufgefächertes Spraylayout mit größerem Kegelwinkel zeigt Vorteile im Rußverhalten und eine bessere Gemischbildung unter Flash-Boiling Bedingungen.
- Eine Optimierung der Ladungsbewegung im VALVETRONIC Betrieb führte zu einer Konfiguration mit Phasing und Doppelmasking, was ein robustes Verhalten über einen breiten Kennfeldbereich gewährleistet.
- Die Kolbenmulde sollte eher flach und breit ausgeführt werden.
- Eine zusätzliche Saugrohreinspritzung würde den vor allem bei sehr niedrigen Drehzahlen und Lasten bestehenden Zielkonflikt zwischen Gemischhomogenisierung und Emissionsverhalten auflösen.

Volllast

Im aufgeladenen Betrieb standen vor allem die Reduktion von Klopfneigung und Rußemissionen im Fokus der Untersuchungen. Dabei zeigte sich die folgende Auslegung konstruktiver Parameter und Betriebsstrategien als sinnvoll:

- Eine eher flach und breit ausgeführte Kolbenmulde bringt Vorteile im Klopfverhalten.
- Der Kraftstoff sollte ausschließlich direkt eingespritzt werden.
- Durch eine Einlasskanalvariante mit höherem Ladungsbewegungsniveau konnte eine raschere Verbrennung erzielt werden.

Auf Basis der Erkenntnisse dieser Arbeit lässt sich eine Zielkonfiguration ableiten mit der es gelingt die funktionalen Ansprüche in den drei betrachteten Betriebsarten zu erfüllen. Die Ausführung des Einlasskanals kann demnach hauptsächlich auf Basis der Volllastergebnisse erfolgen, was für den Kanal mit höherem Tumbelniveau spricht. Auf Basis der Teillastergebnisse kann eine Übernahme des Phasings vom 3,0l Saugmotor

mit Doppelmasking befürwortet werden. Eine flache und breite Kolbenmulde zeigte in allen Untersuchungen am TVDI-Brennverfahren deutliche Vorteile. Die Festlegung des Spraylayouts bedarf eines Kompromisses, wobei aufgrund der verbesserten Laufruhe im Katheizbetrieb ein symmetrisches 6-Lochspray mit engem Kegelwinkel bevorzugt werden sollte. Der Einsatz einer zusätzlichen Saugrohreinspritzung sollte, vor allem im Hinblick auf zukünftige Abgasgesetzgebungen, weiter verfolgt werden.

In weiterführenden Arbeiten sind vor allem optische Untersuchungen zur Analyse der Rußbildungsprozesse im Nennleistungsbereich erforderlich. Eine weitere wichtige Aufgabenstellung ist die Weiterentwicklung des Injektors, wobei hier der Fokus auf der Reduktion der Spraypenetration und Erhöhung von Antriebsdynamik und Mengenspreizung liegt.

10 Literaturverzeichnis

- 1 Rothengatter W., Ott A., Scholz A., Schulz C.: „Climate Change an Environmental Issues in Transportation.“ Workshop Report, Umweltbundesamt, Brüssel, 2007
- 2 Verordnung (EG) Nr. 443/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. April 2009
- 3 Proposed Rulemaking to Establish Light-Duty Vehicle Greenhouse Gas Emission Standards and Corporate Average Fuel Economy Standards., EPA, NHTSA, Federal Register / Vol. 74, No.186, 2009
- 4 Demel H.: „Energiebedarf im gesamten Lebenszyklus für verschiedene Fahrzeugkonzepte.“ 30. Internationales Wiener Motorensymposium, 2009
- 5 Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlamentes und des Rates vom 20. Juni 2007
- 6 Unger H., Schneider J., Schwarz C., Koch K.-F.: „Die VALVETRONIC Erfahrungen aus 7 Jahren Großserie und Ausblick in die Zukunft.“ 29. Internationales Wiener Motorensymposium, 2008
- 7 Luttermann C.; Missy S.; Schwarz C.; Klauer N.: „High Precision Injection in Verbindung mit Aufladung am Beispiel des neuen BMW Twin Turbo Ottomotors.“ 15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2006
- 8 Schmalzl H.-P.: „Aufladung von PKW DI-Ottomotoren mit Abgasturboladern mit variabler Turbinengeometrie.“ Dissertation TU Dresden, 2006
- 9 Haltenberger S.: „Vorrichtung zur Ventilverstellung.“ Patent DE PS 0368775, 1918
- 10 Bassi A., Arcari F., Perrone F.: „C. E. M. – The Alfa Romeo Engine Management System – Design Concepts – Trends for the Future.“ SAE Paper 850290, 1985
- 11 Löbber P.: „Möglichkeiten und Grenzen der Teillaststeuerung von Ottomotoren mit vollvariablem Ventilhub.“ Dissertation TU Dresden, 2006
- 12 Klauer N., Schünemann E.: „Entwicklungspotenziale der BMW VALVETRONIC zur Optimierung von Ladungswechsel, Gemischbildung

- und Verbrennung.“ HdT Tagung, Variable Ventilsteuerung; Essen, 23.–24.3.2004
- 13 Mueller R., Uitvlugt M.: „Valve Sector Hardware.“ SAE–Paper 78 0146, 1978
- 14 Grigo M., Wurms R., Budack R., Helbig J., Langa Z., Trost W.: “Der neue 2,0l TFSI–Motor mit Audi valvelift system.” Sonderausgabe ATZ und MTZ, 2008
- 15 Schlerfer J., Vorbach M., Stach T., Gerhardt J.: „DI–Mehrlochventile der nächsten Generation – Von der Anforderung zum optimierten Einspritzkonzept.“ Direkteinspritzung im Ottomotor VI – Forschungsergebnisse und aktueller Entwicklungsstand bei der Benzin Direkteinspritzung, expert –Verlag, 2007
- 16 Schmitz I.: „Untersuchungen zum Einfluss von Druck und Temperatur auf die Spraycharakteristik bei der Benzindirekteinspritzung.“ Dissertation Universität Erlangen, 2006
- 17 Rogler P., Waidmann C., Grzeszik R., Arndt S., Aigner M.: „Dreidimensionale Charakterisierung der Gas– und Flüssigphase mittels laserinduzierter Exciplexfluoreszenz (LIEF) Tomografie.“ Direkteinspritzung im Ottomotor, Hdt Tagung, Berlin, 2006
- 18 Baumgarten C.: „Modellierung des Kavitationseinflusses auf den primären Strahlzerfall bei der Hochdruck– Deseleinspritzung.“ Fortschritt–Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 543, Düsseldorf, 2003
- 19 Faeth G. M.: „Mixing, Transport and Combustion in Sprays.“ Progress in Energy and Combustion Science 13, S. 293–345, 1987
- 20 Ranz W. E.: „On Sprays and Spraying.“ Dept. Eng. Res., Pennsylvania State University Bulletin 65, 1956
- 21 Lee E., Huh K. Y., Koo J.: „Development of a Diesel Spray Atomization Model Considering Nozzle Flow Characteristics.“ Proceedings of ICLASS–97, Seoul, 1997
- 22 Ofner B.: „Dieselmotorische Kraftstoffzerstäubung und Gemischbildung mit Common–Rail Einspritzsystemen.“ Dissertation TU München, 2001
- 23 Reinecke W. G., Waldmann G. D.: „A Study of Drop Breackup behind strong Shocks with Application to Flight.“ AVCO Report, AVSD–0110–70–RR, 1970
- 24 Pilch M., Erdmann C. A.: „Use of breakup time data and velocity data to predict the maximum stable fragments for acceleration–induced breakup of a liquid drop.“ International Journal Multiphase Flow, Vol.13, No.6, pp. 741 – 757, 1987

- 25 Daubert T. E., Danner R. P.: „Physical and thermodynamic properties of pure chemicals: data compilation.” Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1989
- 26 Bird R. B., Stewart W.E., Lightfoot E. N.: “Transport phenomena.” Wiley, New York, 1960
- 27 Clift R., Grace J. R., Weber M. E.: “Bubbles, drops and particles.” Academic Press, New York, 1978
- 28 Pischinger F.: „Motorische Verbrennung.“ Abschlussbericht, Sonderforschungsbereich 224, RWTH Aachen, 2001
- 29 Gindele J.: „Untersuchung zur Ladungsbewegung und Gemischbildung im Ottomotor mit Direkteinspritzung.“ Dissertation Universität Karlsruhe, 2001
- 30 Almstadt K.: „Einfluß des Gemischzustandes an der Zündkerze auf die Entflammungsphase im Ottomotor.“ Dissertation TU Braunschweig, 1985
- 31 Yoshimatsu A., Yoshimura H., Abe S.: „Effects of Mixture Homogeneity in DISI Engines on Knock Characteristics.“ 8. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden–Baden, 2008
- 32 Klütting M., Spicher U., Pischinger F.: „Flammenausbreitung magerer Gemische in Brennräumen von Ottomotoren.“ Magerbetrieb beim Ottomotor, VDI–Bericht, 1985
- 33 Arcoumanis C., Hu Z., Vafidis C., Whitelaw J. H.: “Tumbling Motion: A Mechanism for Turbulence Enhancement in Spark Ignition Engines.” SAE Technical Paper, 900060, 1990
- 34 Karch M.: „CFD–Based Optimization Strategies for the Development Process of Turbocharged Direct Injection SI–Engines.” Dissertation TU Graz, 2009
- 35 Mitroglou N., Arcoumanis C., Mori K., Motoyama Y.: “Mixture distribution in a multi–valve twin–spark ignition engine equipped with high–pressure multi–hole injectors.” Second International Conference on Optical and Laser Diagnostics, ICOLAD, 2005
- 36 Elsässer G.: „Experimentelle Untersuchung und numerische Modellierung der freien Kraftstoffstrahlausbreitung und Wandinteraktion unter motorischen Randbedingungen.“ Dissertation Universität Karlsruhe, 2001
- 37 Thurner T.: „Analyse eines Brennverfahrens mit variablem Ventiltrieb und Benzindirekteinspritzung.“ Diplomarbeit TU München, 2006

- 38 Pischinger R., Sams T., Klell M.: „Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine.“ 2. Auflage, Springer Verlag Wien – New York, 2002
- 39 Goerg K.: „Berechnung instationärer Strömungsvorgänge in Rohrleitungen an Verbrennungsmotoren unter besonderer Berücksichtigung der Mehrfachverzweigung.“ Dissertation TU Bochum, 1982
- 40 Woschni G.: „Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren.“ MTZ Motortechnische Zeitschrift, (31), 1970
- 41 Huber K.: „Der Wärmeübergang schnelllaufender, direkt einspritzender Dieselmotoren.“ Dissertation, TU München, 1990
- 42 Wimmer A.: „Analyse und Simulation des Arbeitsprozesses von Verbrennungsmotoren.“ Habilitationsschrift, Fortschrittsberichte VDI, Reihe 12, Nr. 520, 2002
- 43 N.N.: “HFR500 Fast FID, User Quick Guide. “ Cambustion Ltd., Cambridge, 1998
- 44 Finlay I. C., Boam D. J., Bingham J. F., Clark T. A.: “Fast Response FID Measurement of Unburnt Hydrocarbons in the Exhaust of a Firing Gasoline Engine.” SAE Technical Paper Series 902165, 1990
- 45 Tribulowski J.: „Untersuchungen zur Gemischbildung und Verbrennung an einem Ottomotor mit Saugrohreinspritzung im Kaltstart und Warmlauf.“ Dissertation Universität Karlsruhe, 2003
- 46 Winklhofer E.: „Flammenmesstechnik für Motorenentwickler.“ Visiolution Anwenderhandbuch, AVL List GmbH (Hrsg.) Graz, 2007
- 47 Berg T., Beushausen V., Thiele O., Voges H.: „Faseroptischer Zündkerzensensor zur Optimierung motorischer Brennverfahren.“ MTZ Motortechnische Zeitschrift, (67), 2006
- 48 Helmetsberger P., Schünemann E., Eigenschenk R., Jungfleisch B., Gierl R., Bacher H.: „Kombinativer Einsatz optischer Messtechniken in der Entwicklung ottomotorischer Brennverfahren.“ Motorische Verbrennung – Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze (IX. Tagung), Tagungsband, 2009
- 49 Greis E. A.: „Laseroptische Untersuchungen des Verbrennungsprozesses in einem PKW–Dieselmotor.“ Dissertation RWTH Aachen, 2007

- 50 Helmetsberger P.: „Visualisierung der Verbrennung in einem Wasserstoff DI-Motor mittels mehrdimensionaler laserinduzierter Fluoreszenz.“ Diplomarbeit TU Graz, 2005
- 51 Preuß F.: „Einfluss der Mehrfacheinspritzung auf Hochdruck-Motorprozess und Abgasnachbehandlung bei Direkteinspritz-Ottomotoren.“ Dissertation TU Graz, 2003
- 52 Witt A.: „Analyse der thermodynamischen Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen variabler Steuerzeiten.“ Dissertation TU Graz, 1999
- 53 Borgmann K., Hofmann R., Melcher Th., Liebl J.: „Der BMW 4-Zylinder Ottomotor.“ 22. Intern. Wiener Motorensymposium, 2001
- 54 Grebe U.: „Möglichkeiten zur Erzeugung von Ladungsbewegung und deren Einfluss auf die Prozessgrößen des Ottomotors.“ Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, TU Graz, 1997
- 55 Ciezki H.: „Untersuchungen des Selbstzündverhaltens von n-Heptan/Luft-Gemischen unter hohem Druck.“ Dissertation, RWTH Aachen, 1990
- 56 Heywood J. B.: „Internal Combustion Engine Fundamentals.“ II Series, New York: Mc Graw-Hill, 1988
- 57 Fischer J.: „Einfluss variabler Einlassströmung auf zyklische Schwankungen bei Benzin-Direkteinspritzung.“ Dissertation Universität Karlsruhe, 2004
- 58 Douaud A. M., Eyzat P.: „Four-octane-number methode for predicting the anti-knock behaviour of fuels and engines.“ SAE Paper 780080, 1978
- 59 Schwarz C., Hoyer U., Klauer N.: „Das Aufladekonzept des neuen BMW Twin Turbo Ottomotors.“ CTI-Fachkongress Motor-Aufladung, München, 2006
- 60 Bockhorn H.: „Soot formation in Combustion.“ Springer Verlag, 1994
- 61 Eichlseder H.: „Verbrennungskraftmaschinen – Vertiefte Ausbildung.“ Vorlesungsunterlagen, TU Graz, 2003
- 62 Münzinger S., Hanula B., Schnitzler T., Geiser F.: „Das Phänomen Glühzündungen.“ MTZ Motortechnische Zeitschrift, Ausgabe 11, 2002
- 63 Ando H.: „Mitsubishi GDI Engine: Strategies to meet the European requirements.“ AVL Tagung „Motor und Umwelt“, 1997
- 64 Tippelmann G.: „Räumlicher Drallmesser für Drall- und Tumbleströmungen.“ MTZ Motortechnische Zeitschrift, Band 58, 1997