Verringerung der dieselmotorischen Rußemissionen durch innovative Düsenlochkonfigurationen

vorgelegt von
Klaus Hielscher, M.Sc.

von der Fakultät V – Verkehrs- und Maschinensysteme
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften
– Dr.-Ing. –

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Henning J. Meyer
Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Clemens Biet
Gutachter: Dr.-Ing. Achim Lechmann
Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Bernd Wiedemann

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 18. Oktober 2018

Berlin 2019

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugantriebe (ehemals Verbrennungskraftmaschinen) der Technischen Universität Berlin.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Roland Baar, dem damaligen Leiter des Fachgebietes, möchte ich hiermit ganz herzlich für das entgegengebrachte Vertrauen, seine Zuverlässigkeit und stetige Unterstützung danken. Durch seinen plötzlichen Tod konnte er das Promotionsverfahren leider nicht mehr bis zum Ende begleiten.

Ich danke daher Herrn Prof. Dr.-Ing. Clemens Biet und Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Wiedemann für die kurzfristige Übernahme des Referates. Herrn Dr.-Ing. Achim Lechmann danke ich für das Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Korreferates. Für die Übernahme des Vorsitzes im Promotionsausschuss bedanke ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Henning J. Meyer.

Allen Mitarbeitenden des Fachgebietes, die mich während meiner Zeit begleitet haben, danke ich für das sehr angenehme und freundschaftliche Arbeitsumfeld. Den (ehemaligen) studentischen Mitarbeitenden Anja Fink, Lukas Moslener und Alexander Salomon danke ich für ihren hohen Einsatz bei den durchgeführten Messkampagnen.

Außerdem danke ich der IAV GmbH, ohne deren Unterstützung das Forschungsvorhaben nicht realisiert worden wäre. Insbesondere danke ich Herrn Dr.-Ing. Maximilian Brauer und Herrn Dipl.-Ing. Axel Seiffert für die vielen fachlichen Diskussionen.

Kurzfassung

In dieser Arbeit werden Dieseleinspritzdüsen mit einer sehr hohen Spritzlochanzahl untersucht. Durch die hohe Lochanzahl soll die Lufterfassung während der mischungskontrollierten Verbrennung erhöht und durch die daraus resultierende magerere Verbrennung die Rußbildung reduziert werden. Durch die Kombination von Emissions- und Kraftstoffverbrauchsmessungen an einem konventionellen Einzylindermotor sowie optische Untersuchungen an einem Transparentmotor wird ein tiefgehendes Verständnis für die Gemischbildungsprozesse im Dieselmotor entwickelt.

Es zeigt sich, dass eine Erhöhung der Spritzlochanzahl auf zwölf oder vierzehn zu einem deutlichen Anstieg der Schadstoffemissionen im Vergleich zu einer Düse mit acht Spritzlöchern bei gleichem hydraulischem Durchfluss führt. Die Transparentmotoruntersuchungen zeigen, dass durch die hohe Spritzlochanzahl grundsätzlich eine höhere Lufterfassung während der mischungskontrollierten Verbrennung erreicht wird. Durch die kleineren Spritzlochdurchmesser ist der Sprayimpuls der Düsen jedoch so gering, dass sich aufgrund einer reduzierten Strahl-Wand-Interaktion Nachteile bei der Lufterfassung und Durchmischung im Ausbrand ergeben. Dies wirkt sich nachteilig auf die Rußoxidation aus.

Daher wird eine Düse mit zwölf Spritzlöchern entwickelt, welche alternierend kleinere und größere Spritzlöcher auf einem Lochkreis aufweist. Mit dieser 6+6-Lochdüse können die Vorteile einer hohen Spritzlochanzahl genutzt werden, ohne die Wandinteraktion zu sehr abzuschwächen. Die spezifischen Partikelemissionen können so in einem Betriebspunkt der unteren Teillast um durchschnittlich 17 % und in einem Betriebspunkt der mittleren Teillast im Schnitt um 41 % gesenkt werden. Die Verträglichkeit des Brennverfahrens für rückgeführtes Abgas wird dabei gesteigert.

In einem Betriebspunkt der oberen Teillast kommt es mit der 6+6-Lochdüse jedoch zu einem Anstieg der Partikelemissionen auf das 3-Fache im Vergleich zur 8-Lochdüse. Maßgeblich für den Emissionsnachteil scheint hier die lange Einspritzdauer zu sein. Dadurch kann es zu einer ungewollten Überlappung der wandnahen Verbrennungsgebiete der kleinen und großen Spritzlöcher kommen. Zudem nimmt die Gefahr eines Überdrallens zu. Mit einer Varinte der 6+6-Lochdüse mit einem vergrößerten Höhenwinkel der kleinen Spritzlöcher werden die Emissionsnachteile reduziert.

Abstract

In this work, diesel injection nozzles with a very high number of spray holes are investigated. Due to the high number of spray holes the air utilization should be increased during the mixing-controlled combustion. The resulting leaner combustion is supposed to reduce soot formation. With the combination of emission and fuel consumption measurements on a conventional single-cylinder engine and optical investigations on a transparent engine a deeper understanding of the mixture formation processes in diesel engines is developed.

It can be seen that increasing the number of spray holes to 12 or 14 results in a significant increase in emissions compared to a nozzle with 8 spray holes and the same hydraulic flow. The transparent engine analyses show that higher air utilization is generally achieved during the mixture-controlled combustion due to the high number of spray holes. However, the smaller spray holes reduce the spray momentum so far that there are disadvantages in the air utilization and mixing in the burnout phase through a reduced jet-wall interaction. This has negative effects on the soot oxidation.

Therefore a nozzle with 12 spray holes is developed, in which larger spay holes alternate with smaller spray holes on the same hole circle. With this 6+6-hole nozzle the advantages of a high spray hole number can be utilized without reducing the jet-wall interaction too much. As a result, the specific particulate matter emissions are reduced by an average of 17 % at an operating point of the lower part load, while an average reduction of 41 % at an operating point of the medium part load is achieved. The compatibility of the combustion process for recirculated exhaust gas is thereby increased.

At an operating point of the upper part load, however, there is an increase in emissions with the 6+6-hole nozzle. The particulate matter emissions rise to triple of the 8-hole nozzle. Decisive for the disadvantages in emissions seems to be the long injection duration. This can lead to an overlapping of the jets of the smaller and larger spray holes next to the wall. In addition, the risk of over-swirling increases. With a variant of the 6+6-hole nozzle with an increased cone angle of the smaller spray holes the emission disadvantages are reduced.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur VII

Tabellenverzeichnis X

Abbildungsverzeichnis XI

1 Einleitung 1

2 Stand der Technik 3
2.1 Der Pkw-Dieselmotor 3
2.2 Gemischbildung 6
2.2.1 Dieseleinspritzsystem 6
2.2.1.1 Injektor 7
2.2.1.2 Einspritzdüse 8
2.2.2 Strahlzerfall und Verdampfung 10
2.2.3 Einflussgrößen des Einspritzsystems auf Gemischbildung und Verbrennung 13
2.2.3.1 Spritzlochdurchmesser 13
2.2.3.2 Spritzlochlänge 16
2.2.3.3 Konizität 16
2.2.3.4 Hydroerosive Verrundung 18
2.2.3.5 Einspritzdruck 18
2.2.4 Ladungsbewegung 20
2.3 Grundlagen der Schadstoffbildung und deren Minderung 23
2.3.1 Partikelemissionen (PM) 25
2.3.1.1 Rußbildung 26
2.3.1.2 Rußoxidation 31
2.3.1.3 Rußertrag und dessen Einflussgrößen 32
2.3.1.4 Partikelminderungsmaßnahmen 35
2.3.2 Stickoxidemissionen (NO_x) 37
2.3.2.1 Thermisches NO 38
2.3.2.2 Promptes NO (Fenimore) 38
2.3.2.3 Über N_2O gebildetes NO 39
2.3.2.4 NO_x-Minderungsmaßnahmen 39
2.3.3 Kohlenmonoxidemissionen (CO) 41
2.3.4 Kohlenwasserstoffemissionen (HC) 42
2.4 Verbrennung 44
2.4.1 Zündverzug und Entflammung 44
2.4.2 Dieselmotorischer Verbrennungsablauf 47
2.4.3 Flammenabhub (Lift-Off) 50
2.4.4 Wandinteraktion 52

2.5 Elektromagnetische Strahlung der Verbrennung 54
2.5.1 Chemilumineszenz 54
2.5.2 Thermische Strahlung von Festkörpern 55
2.6 Forschungsergebnisse zu innovativen Düsenlochkonfigurationen 58

3 Motivation und Zielstellung 61

4 Methodik 64
4.1 Versuchsaufbau 64
4.1.1 Motorprüfstand und Standardmesstechnik 64
4.1.2 Einzylinder-Emissionsmotor 68
4.1.3 Einzylinder-Transparentmotor 69
4.1.4 Optische Messtechnik 70
4.1.4.1 Verwendete Komponenten 70
4.1.4.2 Anordnung der optischen Messtechnik 72
4.1.5 Untersuchte Einspritzdüsen 74
4.2 Versuchsdurchführung 76
4.2.1 Messungen am Emissionsmotor 76
4.2.2 Messungen am Transparentmotor 78
4.2.3 Gleichstellung der Motoren 80
4.2.4 Optische Messverfahren 86
4.2.4.1 Mie-Streulichtverfahren 86
4.2.4.2 Flammenemissionsspektroskopie 87
4.2.4.3 Pyrometrie mittels Zwei-Farben-Methode 88
4.2.4.4 Quantifizierung der Lufterfassung und der kinetischen Energie der Verbrennung 91

5 Versuchsergebnisse und Diskussion 93
5.1 Sehr hohe Spritzlochanzahl (14-Lochdüse) 93
5.1.1 Emissionsergebnisse (BP1200/7) 93
5.1.1.1 Variation der Verbrennungsschwerpunktlage 93
5.1.1.2 Variation der AGR-Rate 98
5.1.2 Optische Ergebnisse 101
5.1.2.1 Qualitative Analyse der Aufnahmen 101
5.1.2.2 Quantitative Auswertung 109
5.1.3 Zusammenfassung 114
5.2 Alternierende Spritzlochdurchmesser (6+6-Lochdüse) 116
5.2.1 Emissionsergebnisse (BP1200/7) 116
5.2.1.1 Variation der Verbrennungsschwerpunktlage 116
5.2.1.2 Variation der AGR-Rate 120
5.2.2 Optische Ergebnisse 122
5.2.2.1 Qualitative Analyse der Aufnahmen 122
5.2.2.2 Quantitative Auswertung 128
5.2.3 Zusammenfassung 131

5.3 Grundlegende Erkenntnisse zur Gemischbildung 133
5.4 Alternierende Spritzlochdurchmesser mit größerer Durchmesserspreizung 135
5.4.1 Mittlere Teillast (BP 1200/7) 135
5.4.1.1 Variation der Verbrennungsschwerpunktlage 135
5.4.1.2 Variation der AGR-Rate 139
5.4.2 Untere Teillast (BP 1200/4) 143
5.4.2.1 Variation der Verbrennungsschwerpunktlage 143
5.4.2.2 Variation der AGR-Rate 147
5.4.3 Obere Teillast (BP 2000/18) 150
5.4.3.1 Variation der Verbrennungsschwerpunktlage 150
5.4.3.2 Variation der AGR-Rate 154
5.4.4 Zusammenfassung 157
5.5 Alternierende Spritzlochdurchmesser mit unterschiedlichen Höhenwinkeln 160
5.5.1 Mittlere Teillast (BP1200/7) 160
5.5.2 Untere Teillast (BP 1200/4) 163
5.5.3 Obere Teillast (BP 2000/18) 165
5.5.3.1 Variation der Verbrennungsschwerpunktlage 165
5.5.3.2 Variation der AGR-Rate 168
5.5.4 Zusammenfassung 170
5.6 Detailanalyse des Emissionsverhaltens der 6+6-Lochdüse bei hoher Last 171
5.6.1 Einfluss des Verbrennungsluftverhältnisses und des Einspritzdruckes 172
5.6.2 Einfluss des Ladedruckes und der Einspritzdauer 176
5.6.3 Einfluss des Drallniveaus 180
5.6.4 Zusammenfassung 183

6 Zusammenfassung und Ausblick 185

Anhang 188
A P_HD355/14L-Düse: Drallvariation im BP1200/7 188
B M_HD430/6+6L_2HW-Düse: φ_{QB50}-Variation im BP1200/4 189
C M_HD430/6+6L_2HW-Düse: φ_{QB50}-Variation im BP1200/7 190

Literatur 191

Nomenklatur

Abkürzungen

Abkürzung	**Bedeutung**
AGR	Abgasrückführung
ANB	Abgasnachbehandlung
AV	Auslassventil
BP	Betriebspunkt
CR	Common Rail
DPF	Dieselpartikelfilter
DRV	Druckregelventil
EKAS	Einlasskanalabschaltung
EM	Emissionsmotor
EV	Einlassventil
FSN	Filterschwärzungszahl
HACA	Hydrogen Abstraction C_2H_2 Addition
HD	Hydraulischer Durchfluss
HD	Hochdruck
HE	Hydroerosive Verrundung
HE	Haupteinspritzung
HV	Hauptverbrennung
HW	Höhenwinkel
ND	Niederdruck
NSK	NO_x-Speicherkatalysator
NTC	Negative Temperature Coefficient
OT	Oberer Totpunkt
PAK	Polyzyklische Aromatische Kohlenwasserstoffe
Pkw	Personenkraftwagen
PM	Particulate Matter
RDE	Real Driving Emissions
RDS	Raildrucksensor
REL	Rußeigenleuchten
SCR	Selective Catalytic Reaction
TM	Transparentmotor
UT	Unterer Totpunkt
UVL	Ultraviolettes Leuchten
VE	Voreinspritzung
VFP	Vorförderpumpe

Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Beschreibung
A_{SL}	m²	Strömungsquerschnitt Spritzloch
$b_{i,HD}$	g/kWh	spezifischer indizierter Kraftstoffverbrauch des Hochdruckprozesses
c_1	W m²	Konstante 1
c_2	m K	Konstante 2
C_D	-	Durchflussbeiwert
D_A	m	Austrittsdurchmesser
D_E	m	Eintrittsdurchmesser
D_{SL}	m	Spritzlochdurchmesser
D_{Tr}	m	Durchmesser Kraftstofftropfen
DZ	-	Drallzahl
f	-	Anzahl von Freiheitsgraden
F	-	Kalibrierfaktor für Spannungssignal der Kameras
I	-	Teilbild
k	m	k-Faktor
K	-	Absorptionskoeffizient
L	m	charakteristische Länge
L	m	Länge der absorbierenden Schicht
$L_{\lambda S}$	W/m²sr	spezifische spektrale Strahldichte
m_B	kg	Brennstoffmasse
$M_{\lambda S}$	W/m²	spezifische Spektrale Ausstrahlung eines schwarzen Körpers
n	min^{-1}	Drehzahl Motor
n_D	min^{-1}	Drehzahl des Dralls
n_M	min^{-1}	Motordrehzahl
$O_{2,Saug}$	%	Konzentration O_2 im Saugrohr
p	Pa	Druck
p_{me}	bar	effektiver Mitteldruck
$p_{me,VM}$	bar	effektiver Mitteldruck Vollmotor
$p_{mi,HD}$	bar	indizierter Mitteldruck des Hochdruckprozesses
p_{Rail}	Pa	Kraftstoffdruck im Rail
p_{Saug}	mbar	Saugrohrdruck
p_Z	Pa	Zylinderdruck
Q_B	J	Brennstoffwärmemenge
$Q_{B,HV}$	J	Wärmemenge der Hauptverbrennung
R	-	Korrelationskoeffizient
Re	-	Reynoldszahl
sCO_{HD}	g/kWh	spezifische Kohlenmonoxidemissionen des Hochdruckprozesses

sHC_{HD}	g/kWh	spezifische Kohlenwasserstoffemissionen des Hochdruckprozesses
$sNO_{x,HD}$	g/kWh	spezifische Stickoxidemissionen des Hochdruckprozesses
sPM_{HD}	g/kWh	spezifische Partikelemissionen des Hochdruckprozesses
T	K	Temperatur
t	s	Zeit
T_{Gas}	K	mittlere Gastemperatur
t_{HE}	µs	Ansteuerdauer Haupteinspritzung
T_{KW}	°C	Temperatur Motorkühlwasser
T_{lok}	K	lokale Verbrennungstemperatur
$T_{Öl}$	°C	Temperatur Motoröl
T_S	K	schwarze Temperatur
T_{Saug}	°C	Saugrohrtemperatur
$U_{1/2}$	V	Spannungssignal der Kamera 1/2
v_{abs}	m/s	absolute Strömungsgeschwindigkeit
v_{aus}	m/s	Austrittsgeschwindigkeit
v_{rad}	m/s	radiale Strömungsgeschwindigkeit
v_{rel}	m/s	Relativgeschwindigkeit
$\dot{V}_{real}$	m³/s	Realer Volumenstrom
$\dot{V}_{theo}$	m³/s	Theoretischer Volumenstrom
We	-	Weberzahl
α	-	empirische Stoffkonstante
ε	-	Emissionsgrad
ε	-	Verdichtungsverhältnis
η	Pa s	dynamische Viskosität
κ	-	Isentropenexponent
λ	nm	Wellenlänge der Strahlung
λ_{krit}	-	kritisches Verbrennungsluftverhältnis
λ_V	-	Verbrennungsluftverhältnis
$\lambda_{V,lok}$	-	lokales Verbrennungsluftverhältnis
ρ_F	kg/m³	Dichte Fluid
σ	N/mm²	Oberflächenspannung
τ	s	Dauer Zündverzugsphase
τ_{id}	s	Zündverzugszeit
φ	°	Kurbelwinkel
φ_{QB50}	°	Verbrennungsschwerpunktlage
Ω_0	sr	Einheitsraumwinkel

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Standardmesstechnik des Einzylinder-Prüfstandes. 67
Tabelle 2: Geometrische Kenndaten des Einzylinder-Emissionsmotors..... 68
Tabelle 3: Untersuchte Düsenlochkonfigurationen der ersten Düsencharge..... 74
Tabelle 4: Untersuchte Düsenlochkonfigurationen der zweiten Düsencharge..... 75
Tabelle 5: Untersuchte Betriebspunkte am Emissionsmotor..... 76
Tabelle 6: Randbedingung des am Transparentmotor untersuchten Messpunktes..... 79
Tabelle 7: Randbedingungen BP1200/7 vs. BP2000/18. 171

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Anordnung Injektor im Brennraum, Blick von unten in Richtung Zylinderkopf. ... 3
Abbildung 2: Schematische Darstellung Einspritzvorgang, Blick von der Seite. [9], Ergänzungen durch Autor ... 4
Abbildung 3: Kolbenmulden Dieselmotor: links Omegamulde, rechts Stufenmulde. [12] ... 5
Abbildung 4: Common-Rail-Einspritzsystem. [2] ... 6
Abbildung 5: Common-Rail-Injektor mit Magnetventil und hydraulischem Servosystem. [15] ... 7
Abbildung 6: Bauarten der Dieseleinspritzdüsen. [2] ... 9
Abbildung 7: Zerfallsmechanismen von Flüssigkeitsfreistrahlen. [27, 28] ... 10
Abbildung 8: Strahlzerfall im Dieselmotor. [2] ... 11
Abbildung 9: Arten des Tropfenzerfalls. Nach [31] aus [2] ... 12
Abbildung 10: Einfluss des Spritzlochdurchmessers auf Lufteintrag und Verdampfung. Nach [20] aus [36] ... 14
Abbildung 11: Einfluss des Spritzlochdurchmessers auf die Eindringtiefe des Kraftstoffes,. Nach [24] aus [36] ... 14
Abbildung 12: Strahlkegelwinkel in Abhängigkeit von der Einspritzdauer und dem Spritzlochdurchmesser. ... 15
Abbildung 13: Einfluss des k-Faktors auf Eindringtiefe und Kegelwinkel. [23] ... 17
Abbildung 14: Strahlimpuls und Impulsgradient für konvergente und zylindrische Spritzlöcher. [24] ... 18
Abbildung 15: Kraftstoffeindringtiefe in Abhängigkeit vom Einspritzdruck. Nach [24] aus [54] ... 19
Abbildung 16: Arten der Ladungsbewegung bei Pkw-Dieselmotoren. [2] ... 20
Abbildung 17: Ausbildung von Sekundärwirbeln in der Kolbenmulde. [56] ... 22
Abbildung 18: Schadstoffkonzentrationen in Abhängigkeit vom lokalen Verbrennungsluftverhältnis. [2] ... 24
Abbildung 19: Ruß- und NOx-Bildung in Abhängigkeit von Verbrennungs-temperatur und -luftverhältnis. Nach [61] ... 25
Abbildung 20: Schritte der Rußbildung. [70], Übersetzung durch Autor ... 27
Abbildung 21: Bildungswege von Naphthalin. [71], Übersetzung durch Autor ... 28
Abbildung 22: Benzolbildung auf dem Ionenpfad. Nach [83] aus [2]. ... 29
Abbildung 23: Benzolbildung auf dem Acetylen-Pfad. Nach [81] aus [2] ... 29
Abbildung 24: PAK-Wachstum durch HACA-Mechanismus. Nach [81], aus [2] ... 30
Abbildung 25: Rußoxidationsrate in Abhängigkeit von Temperatur und Sauerstoffpartialdruck. Nach [103] aus [55] ... 32
Abbildung 26: Rußertrag eines C2H4-Brenners in Abhängigkeit von Luftverhältnis und Temperatur. Nach [68] aus [105] ... 33

Abbildung 27: Rußertrag in Abhängigkeit von der Reaktionszeit und -temperatur eines C6H14-Brenners. [61], Übersetzung durch Autor 34
Abbildung 28: Abhängigkeit der Rußbildungsgrenze vom Druck. [61], Übersetzung durch Autor 35
Abbildung 29: Einfluss des Einspritzdruckes auf die Partikel-NOx-Schere. 36
Abbildung 30: Hochdruck- und Niederdruck-Abgasrückführung. 40
Abbildung 31: Zündung in Abhängigkeit von Druck und Temperatur. Nach [119] aus [34], Übersetzung durch Autor 44
Abbildung 32: Mehrstufige Zündung von Kohlenwasserstoffverbindungen. Nach [119] aus [34], Übersetzung durch Autor 45
Abbildung 33: Zündverzugszeit von n-Heptan in Abhängigkeit von Druck und Temperatur [34]. 46
Abbildung 34: Phasen der dieselmotorischen Verbrennung am Beispiel mittlerer Teillast 47
Abbildung 35: Vergleich einer Verbrennung mit Vorkonditionierung gegen ohne Vorkonditionierung. 48
Abbildung 36: Modellvorstellung eines brennenden Freistrahles. Nach [122, 123] aus [124] 48
Abbildung 37 Abhebelänge in Abhängigkeit von Gastemperatur, Gasdichte und Spritzlochdurchmesser. [41], Übersetzung durch Autor 51
Abbildung 38: Eingetragene Luft im Verhältnis zur stöchiometrischen Luftmenge in Abhängigkeit von Spritzlochdurchmesser und Gastemperatur. [41], Übersetzung durch Autor 51
Abbildung 39: Wall-Jet Modellvorstellung und Streulichtaufnahme. [27, 129], übersetzt durch Autor 52
Abbildung 40: Wandinteraktion der Verbrennung bei einer omegaförmigen Kolbenmulde. 53
Abbildung 41: Chemilumineszenz-Spektrum einer stöchiometrischen, vorgemischten Methanflamme. [137] 55
Abbildung 42: Spektrale Strahldichte eines schwarzen Strahlers als Funktion von Temperatur und Wellenlänge. [142] 56
Abbildung 43: Theoretische Einspritzstrahlverwehung mit einer 8-Lochdüse. 61
Abbildung 44: Einfluss des Spritzlochdurchmessers auf die Partikel-NO_x-Schere. 62
Abbildung 45: Modellvorstellung der Verbrennung mit 14-Lochdüse bei mittlerer Teillast 63
Abbildung 46: Luftstrecke des Einzylinder-Prüfstandes. 65
Abbildung 47: Einzylinder-Emissionsmotor im Prüfstand. 68
Abbildung 48: Querschnitt des Einzylinder-Transparentmotors. 69
Abbildung 49: Spektrale Empfindlichkeit der Hochgeschwindigkeitskamera Phantom v1610. [155] 71
Abbildung 50: Anordnung der optischen Messtechnik für das Mie-Streulichtverfahren. 72

Abbildung 51: Anordnung der optischen Messtechnik für die Flammenemissionsspektroskopie. ... 73
Abbildung 52: Anordnung der optischen Messtechnik für die Zwei-Farben-Methode. 73
Abbildung 53: Gleichstellung der Vorkonditionierung im BP1200/7. ... 77
Abbildung 54: Brennraumkonditionierung des Transparentmotors. ... 80
Abbildung 55: Vergleich Brennraumoberfläche Emissionsmotor – Transparentmotor. 81
Abbildung 56: Vergleich Gasdichte, Druck und Temperatur im Schleppbetrieb beider Motoren. ... 82
Abbildung 57: Zusammensetzung und Masse des Arbeitsgases der Motoren sowie die spezifischen Wärmekapazitäten der Gaskomponenten. ... 83
Abbildung 58: Wärmekapazitäten des Arbeitsgases in Abhängigkeit von der Temperatur. ... 83
Abbildung 59: Zylinderwandtemperaturen Transparentmotor und Emissionsmotor. ... 85
Abbildung 60: Vergleich der Brennverläufe des Emissionsmotors und des Transparentmotors. ... 85
Abbildung 61: Verteilung des Mie-Streulichtes eines Öltropfens von 1 µm Durchmesser in Luft. [163] ... 86
Abbildung 62: Emissionsspektren der Dieselverbrennung. [120] ... 88
Abbildung 63: Prinzip der Kreuzkorrelation. [175], Ergänzungen durch Autor ... 92
Abbildung 64: Emissionsergebnisse der P_HD355/14L-Düse im BP1200/7 bei Variation der Verbrennungsschwerpunktlage ... 94
Abbildung 65: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der P_HD355/14L-Düse im BP1200/7 bei φ_{QB50} = 369 °KW. ... 96
Abbildung 66: Normierter Summenbrennverlauf der Hauptverbrennung der P_HD400/14L-Düse im BP1200/7 bei φ_{QB50} = 369 °KW. ... 97
Abbildung 67: Emissionsergebnisse der P_HD355/14L-Düse im BP1200/7 bei Variation der AGR-Rate. ... 98
Abbildung 68: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der P_HD355/14L-Düse im BP1200/7 bei $sNO_{x,HD}$ = 1,5 g/kWh und $sNO_{x,HD}$ = 0,3 g/kWh. ... 100
Abbildung 69: Optische Ergebnisse der P_HD355/14L-Düse der ersten Vorverbrennung des BP1200/7. ... 102
Abbildung 70: Optische Ergebnisse der P_HD355/14L-Düse der zweiten Vorverbrennung des BP1200/7. ... 104
Abbildung 71: Optische Ergebnisse der P_HD355/14L-Düse des ersten Teils der Hauptverbrennung des BP1200/7. ... 105
Abbildung 72: Optische Ergebnisse der P_HD355/14L-Düse des zweiten Teils der Hauptverbrennung des BP1200/7. ... 108
Abbildung 73: Lufterfassung mit der P_HD355/14L-Düse im BP1200/7. ... 109
Abbildung 74: Mittlere Strömungsgeschwindigkeiten der Hauptverbrennung mit der P_HD355/14L-Düse im BP1200/7. ... 111
Abbildung 75: Mittlere lokale Verbrennungstemperaturen mit der P_HD355/14L-Düse im BP1200/7. ... 112

Abbildung 76: Modellvorstellung Verbrennung mit 6+6-Lochdüse bei mittlerer Teillast. 115
Abbildung 77: Emissionsergebnisse der P_HD400/6+6L-Düse im BP1200/7 bei Variation der Verbrennungsschwerpunktlage. 116
Abbildung 78: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der P_HD400/6+6L-Düse im BP1200/7 bei φ_{QB50} = 367 °KW und φ_{QB50} = 373 °KW. 118
Abbildung 79: Normierte Summenbrennverläufe der P_HD400/6+6L-Düse im BP1200/7 bei φ_{QB50} = 367 °KW und φ_{QB50} = 373 °KW. 119
Abbildung 80: Emissionsergebnisse der P_HD400/6+6L-Düse im BP1200/7 bei Variation der AGR-Rate. 120
Abbildung 81: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der P_HD400/6+6L-Düse im BP1200/7 bei $sNO_{x,HD}$ = 1,5 g/kWh und $sNO_{x,HD}$ = 0,4 g/kWh. 121
Abbildung 82: Optische Ergebnisse der P_HD400/6+6L-Düse der ersten und zweiten Vorverbrennung des BP1200/7. 123
Abbildung 83: Optische Ergebnisse der P_HD400/6+6L-Düse des ersten Teils der Hauptverbrennung des BP1200/7. 125
Abbildung 84: Optische Ergebnisse der P_HD400/6+6L-Düse des zweiten Teils der Hauptverbrennung des BP1200/7. 127
Abbildung 85: Lufterfassung der P_HD400/6+6L-Düse im BP1200/7. 128
Abbildung 86: Mittlere Strömungsgeschwindigkeiten der Hauptverbrennung mit der P_HD400/6+6L-Düse im BP1200/7. 129
Abbildung 87: Mittlere lokale Verbrennungstemperaturen mit der P_HD400/6+6L-Düse im BP1200/7. 130
Abbildung 88: Grundlegende Erkenntnisse zur Gemischbildung aus Transparentmotoruntersuchungen. 133
Abbildung 89: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP1200/7 bei Variation der Verbrennungsschwerpunktlage. 136
Abbildung 90: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP1200/7 bei φ_{QB50} = 369 °KW. 137
Abbildung 91: Normierte Summenbrennverläufe der Hauptverbrennung der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP1200/7 bei φ_{QB50} = 369 °KW. 139
Abbildung 92: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP1200/7 bei Variation der AGR-Rate. 140
Abbildung 93: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP1200/7 bei $sNO_{x,HD}$ = 1,5 g/kWh und $sNO_{x,HD}$ = 0,3 g/kWh. 141
Abbildung 94: Normierte Summenbrennverläufe der Hauptverbrennung der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP1200/7 bei $sNO_{x,HD}$ = 1,5 g/kWh und $sNO_{x,HD}$ = 0,3 g/kWh. 142
Abbildung 95: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP1200/4 bei Variation der Verbrennungsschwerpunktlage. 143

Abbildung 96: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP1200/4 bei φ_{QB50} = 367 °KW. 145
Abbildung 97: Normierte Summenbrennverläufe der Hauptverbrennungen der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP1200/4 bei φ_{QB50} = 367 °KW. 146
Abbildung 98: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP1200/4 bei Variation der AGR-Rate..... 148
Abbildung 99: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP1200/4 bei $sNO_{x,HD}$ = 0,3 g/kWh..... 149
Abbildung 100: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP2000/18 bei Variation der Verbrennungsschwerpunktlage. 150
Abbildung 101: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP2000/18 bei φ_{QB50} = 372,5 °KW. ... 152
Abbildung 102: Normierte und verschobene Summenbrennverläufe der Hauptverbrennung der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP2000/18 bei φ_{QB50} = 372,5 °KW. 153
Abbildung 103: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP2000/18 bei Variation der AGR-Rate. . 155
Abbildung 104: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP2000/18 bei $sNO_{x,HD}$ = 1,5 g/kWh und $sNO_{x,HD}$ = 0,4 g/kWh..... 156
Abbildung 105: Normierte und verschobene Summenbrennverläufe der Hauptverbrennung der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP2000/18 bei $sNO_{x,HD}$ = 1,5 g/kWh und $sNO_{x,HD}$ = 0,4 g/kWh. 157
Abbildung 106: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L_2HW-Düse im BP1200/7 bei Variation der AGR-Rate. 161
Abbildung 107: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/6+6_2HW-Düse im BP1200/7 bei $sNO_{x,HD}$ = 0,4 g/kWh. 162
Abbildung 108: Theoretische Strahlauftreffpunkte der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/6+6_2HW-Düse bei 366 °KW. 162
Abbildung 109: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L_2HW-Düse im BP1200/4 bei Variation der AGR-Rate. 163
Abbildung 110: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/6+6_2HW-Düse im BP1200/7 bei $sNO_{x,HD}$ = 0,4 g/kWh. 164
Abbildung 111: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L_2HW-Düse im BP2000/18 bei Variation der Verbrennungsschwerpunktlage. 165
Abbildung 112: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/6+6L_2HW-Düse im BP2000/18 bei φ_{QB50} = 374,5 °KW. 167

Abbildung 113: Normierte und verschobene Summenbrennverläufe der Hauptverbrennung der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/6+6L_2HW-Düse im BP2000/18 bei φ_{QB50} = 374,5 °KW 167
Abbildung 114: Theoretische Strahlauftreffpunkte der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/6+6L_2HW-Düse bei 375 °KW 168
Abbildung 115: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L_2HW-Düse im BP2000/18 bei Variation der AGR-Rate. 169
Abbildung 116: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse bei Variation von Verbrennungsluftverhältnis, Einspritzdruck und Last. 173
Abbildung 117: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse bei Erhöhung von Einspritzdruck und Last bei konstantem Verbrennungsluftverhältnis. 175
Abbildung 118: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse im BP1200/7 bei Variation des Einspritzdruckes. 176
Abbildung 119: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse bei Variation des Ladedruckes und der Einspritzdauer. 177
Abbildung 120: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der M_HD430/6+6L-Düse bei Variation des Ladedruckes und der Einspritzdauer. 178
Abbildung 121: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse im BP2000/7 bei Variation des Drallniveaus. 180
Abbildung 122: Normierte und verschobene Summenbrennverläufe der Hauptverbrennung der M_HD430/6+6L-Düse im BP2000/7 bei Variation des Drallniveaus. 181
Abbildung 123: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse im BP2000/7 bei Variation des Drallniveaus. 182
Abbildung 124: Emissionsergebnisse der P_HD355/14L-Düse im BP1200/7 bei Variation der AGR-Rate bei verschiedenen Drallniveaus. 188
Abbildung 125: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L_2HW-Düse im BP1200/4 bei Variation der Verbrennungsschwerpunktlage. 189
Abbildung 126: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L_2HW-Düse im BP1200/7 bei Variation der Verbrennungsschwerpunktlage. 190

1 Einleitung

Durch die Markeinführung von Turboaufladung und Direkteinspritzung ist der Marktanteil von Pkws mit Dieselmotoren seit den frühen 1990er Jahren kontinuierlich gestiegen. Vor allem aufgrund seiner hohen Wirtschaftlichkeit durch geringe Kraftstoffverbräuche erfreut sich der Dieselmotor großer Beliebtheit. So lag der Anteil an Pkw-Neuzulassungen in Deutschland im Jahr 2015 bei 48 % und in anderen Ländern Westeuropas teilweise deutlich über 50 % [1].

Durch eine lückenhafte Gesetzgebung wurde in der Vergangenheit zugelassen, dass Fahrzeuge im realen Betrieb deutlich mehr Schadstoffe ausstoßen als bei der Zertifizierung. Dies betrifft vor allem den Stickoxidausstoß von Dieselmotoren, da aufgrund des Betriebes mit Luftüberschuss keine einfache Reduktion mittels eines 3-Wege-Katalysators möglich ist. Ausgelöst durch das Bekanntwerden moralisch zweifelhafter und teils sogar illegaler Abschalteinrichtungen in Motorsteuergeräten ist der Stickoxidausstoß von Pkw-Dieselmotoren seit Ende 2015 stark in den Fokus des öffentlichen Interesses und der Medien gerückt.

Bei den Stickoxiden (NO_x) ist vor allem die Wirkung von Stickstoffdioxid von gesundheitlicher Relevanz, da Stickstoffmonoxid unter atmosphärischen Bedingungen mit Ozon fast vollständig zu Stickstoffdioxid oxidiert wird [2]. Stickstoffdioxid hat negative Effekte auf die Lungenfunktion von Menschen und erhöht das Risiko von Atemwegserkrankungen [3]. Außerdem führt es zur Bildung von bodennahem Ozon und saurem Regen [4]. Aus diesem Grund schreibt die Europäische Union seit 2010 für Stickstoffdioxid einen Grenzwert von 40 µg pro m³ Luft vor. Dieser Grenzwert wird in einigen deutschen Städten regelmäßig überschritten, so dass nun Fahrverbote für Dieselfahrzeuge diskutiert werden. Durch die Verunsicherung der Kunden ist der Anteil an Dieselmotoren bei Pkw-Neuzulassungen in Deutschland bis auf 33 % im Februar 2018 gesunken [5].

Die Lücken in der Abgasgesetzgebung werden nun schrittweise und vor allem durch die Einführung des RDE-Prüfverfahrens (Real Driving Emissions) geschlossen. Um die Stickoxidgrenzwerte unter RDE-Bedingungen einzuhalten, sind die Hersteller gezwungen, flächendeckend SCR-Katalysatoren (Selective Catalytic Reaction) ggf. ergänzt durch NO_x-Speicherkatalysatoren (NSK) zur Abgasreinigung einzusetzen.

Die Schadstoffreduktion seitens des Brennverfahrens verliert dadurch jedoch nicht an Bedeutung. Ein NSK muss regelmäßig regeneriert werden, wozu der Motor zeitweise mit fetter Verbrennung betrieben wird. Dies führt unweigerlich zu einem höheren Kraftstoffverbrauch bzw. höheren CO_2-Emissionen. Für die Funktion des NSK und SCR-Systems ist zudem eine Mindesttemperatur vonnöten. Teilweise muss die Abgastemperatur daher seitens des Brennverfahrens gezielt erhöht werden, was wiederum zulasten des Wirkungsgrades und der CO_2-Emissionen geht. Darüber hinaus kann es bei SCR-Systemen zum ungewollten Ausstoß von sehr giftigem Ammoniak kommen. Dieses wird aus der eingespritzten Harnstofflösung gebildet und als Reduktionsmittel für die Reaktion benötigt. Vor allem bei Lastsprüngen ist die passende Dosierung der Harnstofflösung eine große Herausforderung.

Daran wird ersichtlich, dass eine innermotorische und möglichst CO_2-neutrale Schadstoffreduktion nach wie vor ein wichtiges Entwicklungsziel bei Dieselmotoren darstellt. Die einfachste und effektivste innermotorische Maßnahme zur Reduktion der Stickoxidemissionen ist die Rückführung von Abgas in den Verbrennungsprozess, um die Verbrennungstemperaturen zu senken. Durch die dann fettere Verbrennung kann es jedoch zu einem Anstieg der Partikelemissionen in Form von Ruß kommen. Die Partikelemissionen sind ebenfalls durch strenge Grenzwerte reglementiert. Durch den Einsatz von Partikelfiltern können die Partikelemissionen zwar vergleichsweise einfach reduziert werden, der regelmäßig nötige Abbrand der Partikel durch hohe Abgastemperaturen geht aber ebenfalls zulasten des Kraftstoffverbrauchs. Ein übermäßiger Anstieg der Rußemissionen bei Abgasrückführung (AGR) kann durch eine bessere Homogenisierung des Luft-Kraftstoff-Gemisches verhindert werden. Aufgrund der inneren Gemischbildung ist dies beim Dieselmotor vor allem Aufgabe des Einspritzsystems. Den größten Einfluss hat hierbei die Einspritzdüse, da diese das letzte Bauteil ist, das der Kraftstoff vor Eintritt in den Brennraum durchströmt.

Im Rahmen dieser Arbeit sollen daher Düsenlochkonfigurationen entwickelt werden, welche die Rußemissionen reduzieren und somit die AGR-Verträglichkeit des Brennverfahrens steigern. Durch eine Erhöhung der AGR-Verträglichkeit können im realen Fahrbetrieb letztendlich sowohl die Schadstoffemissionen als auch der Kraftstoffverbrauch gesenkt werden.

2 Stand der Technik

2.1 Der Pkw-Dieselmotor

Bei Dieselmotoren wird der Kraftstoff bei einer Kolbenstellung um den oberen Totpunkt (OT) in das hoch verdichtete Arbeitsgas eingespritzt. Durch die Verdichtung hat das Arbeitsgas eine Temperatur, welche oberhalb der Selbstzündtemperatur des Dieselkraftstoffes liegt. Bevor es zur Zündung kommt, muss zunächst ein zündfähiges Gemisch durch das Einspritzsystem erzeugt werden. Bei Pkw-Dieselmotoren hat sich die direkte Einspritzung mittels Common-Rail-System flächendeckend durchgesetzt. Dieses wird im Abschnitt 2.2.1 beschrieben. Die Kraftstoffinjektoren sind zentral in den jeweiligen Brennräumen angeordnet und spritzen den Kraftstoff durch Mehrlochdüsen ein (Abbildung 1). Die überwiegende Anzahl an Motoren arbeitet mit sieben bis acht Spritzlöchern (z. B. [6], [7], [8]).

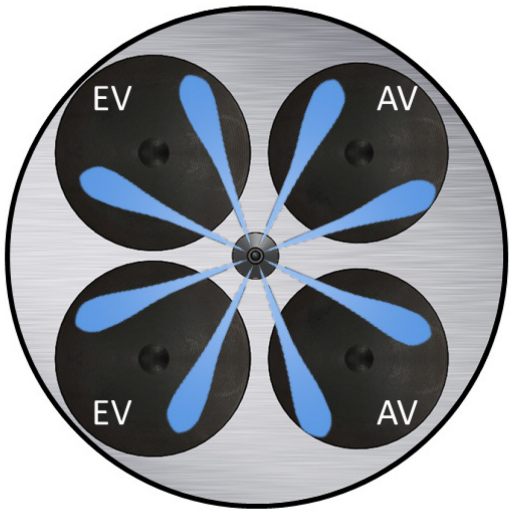

Abbildung 1: Anordnung Injektor im Brennraum, Blick von unten in Richtung Zylinderkopf.

Durch die Düse wird der Kraftstoff schräg nach unten in den Brennraum eingespritzt (Abbildung 2), die Richtung wird durch den sogenannten Höhenwinkel definiert. Die Gemischbildung wird durch den Zerfall des flüssigen Einspritzstrahles und die Verdampfung (Abschnitt 2.2.2) bestimmt. Der Strahlzerfall gliedert sich in den primären und sekundären Zerfall. Der Primärzerfall wird durch die Düseninnenströmung dominiert, welche nicht Teil der Betrachtungen der vorliegenden Arbeit ist.

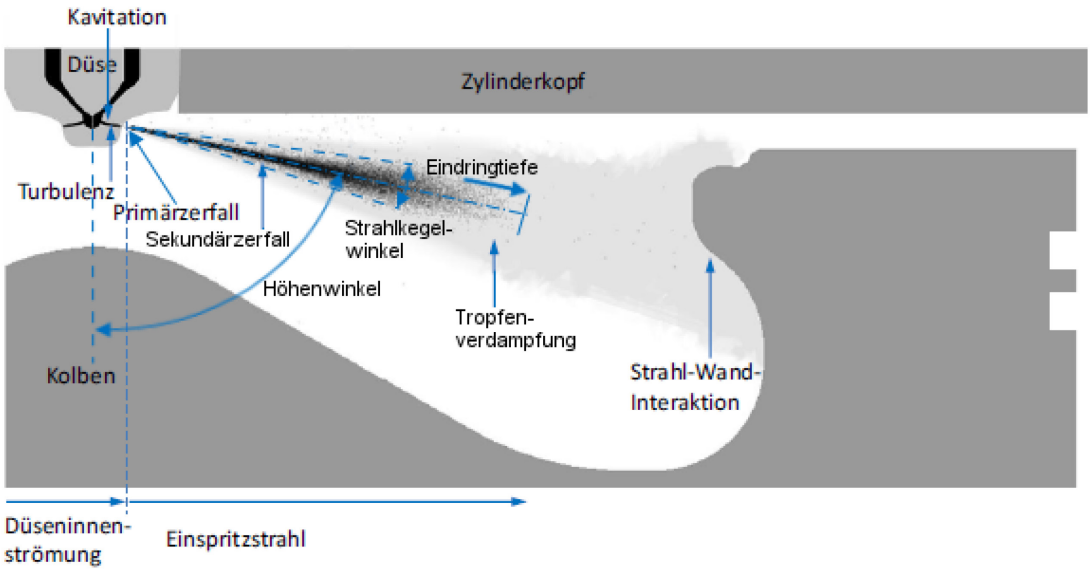

Abbildung 2: Schematische Darstellung Einspritzvorgang, Blick von der Seite. [9], Ergänzungen durch Autor

Die Eindringtiefe des flüssigen und gasförmigen Kraftstoffes wird durch die Geometrie des Spritzloches bestimmt. Die Einflüsse der verschiedenen geometrischen Kenngrößen und des Einspritzdruckes werden im Abschnitt 2.2.3 beschrieben. Die Gemischaufbereitung wird außerdem von der Strömung des Arbeitsgases im Brennraum beeinflusst. Die für Pkw-Dieselmotoren übliche Drall- und Quetschströmung wird durch den Ladungswechsel und die Kolbenbewegung erzeugt (Abschnitt 2.2.4). Für den Ladungswechsel nutzen aktuelle Pkw-Dieselmotoren jeweils zwei Einlassventile (EV) und zwei Auslassventile (AV) (siehe Abbildung 1).

Wenn ein zündfähiges Kraftstoff-Luft-Gemisch vorliegt, startet die Verbrennung noch nicht sofort, da zunächst die Prozesse des chemischen Zündverzuges durchlaufen werden müssen (Abschnitt 2.4.1). Die dieselmotorische Verbrennung kann durch den Zündverzug teilweise vorgemischt ablaufen, der Großteil der Verbrennung verläuft in der Regel jedoch diffusiv (Abschnitt 2.4.2). Insbesondere bei Pkw-Motoren handelt es sich nicht um eine reine Freistrahlverbrennung, sondern es findet eine intensive Interaktion der Gemischbildung und Verbrennung mit der Brennraumwand, vor allem der Kolbenoberfläche statt (Abschnitt 2.4.4). Die Kolbengeometrie beeinflusst die Gemischbildung und Verbrennung daher in hohem Maße. Die meisten Pkw-Dieselkolben sind mit einer omegaförmigen Mulde ausgestattet (Abbildung 3, links). Aktuelle Entwicklungstrends gehen jedoch in Richtung einer offeneren Muldenform [10] oder der sogenannten Stufenmulden (Abbildung 3, rechts) [11].

Abbildung 3: Kolbenmulden Dieselmotor: links Omegamulde, rechts Stufenmulde. [12]

Da Verbrennung und Gemischbildung beim Dieselmotor zum Großteil parallel ablaufen, liegt während der Verbrennung in der Regel ein heterogenes Gemisch vor. Durch lokal hohe Abweichungen von der stöchiometrischen Verbrennung entstehen sowohl hohe Konzentrationen an Stickoxiden (NO_x) als auch Ruß bzw. Partikeln. Die Vermeidung dieser Emissionen ist eine der größten Herausforderungen bei der Dieselmotorenentwicklung. Die Grundlagen der Schadstoffentstehung und Minderungsmaßnahmen werden im Abschnitt 2.3 beschrieben. Stickoxide entstehen vor allem bei Luftüberschuss und hohen Verbrennungstemperaturen. Die gängigste Variante zur Senkung der NO_x-Emissionen ist die Absenkung der Verbrennungsspitzentemperaturen und der Sauerstoffkonzentration mittels Abgasrückführung (AGR) (siehe Abschnitt 2.3.2.4). Höhere AGR-Raten führen jedoch zu einem Anstieg der Partikelemissionen, da Ruß vor allem bei lokalem Sauerstoffmangel und mittleren Temperaturen entsteht. Diesen Zielkonflikt bezeichnet man auch als NO_x-Partikel-Schere (siehe Abbildung 29).

Aufgrund der verstärkten Rußbildung bei fetter werdender Verbrennung kann die Einspritzmenge beim Dieselmotor nicht bis zum Erreichen des stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnisses gesteigert werden. Zur Erhöhung der Leistungsdichte und des effektiven Wirkungsgrades kommt daher bei fast allen Pkw-Dieselmotoren eine Abgasturboaufladung zum Einsatz. Die Regelung des Turboladers kann bei Dieselmotoren entweder mittels eines Wastegates oder einer variablen Turbinengeometrie (VTG) erfolgen.

Neben den innermotorischen Maßnahmen wird großer Aufwand betrieben, um den Schadstoffausstoß mittels Abgasnachbehandlung (ANB) zu reduzieren. Zur Einhaltung aktueller Emissionsgrenzwerte müssen neben den obligatorischen Oxidationskatalysatoren und Dieselpartikelfiltern (DPF) nun auch Speicherkatalysatoren (NSK) und selektive katalytische Katalysatoren (SCR-Kat) zur NO_x-Reduktion eingesetzt werden.

2.2 Gemischbildung

2.2.1 Dieseleinspritzsystem

Aufgabe des Einspritzsystems ist die Förderung, Verdichtung, Zumessung und Aufbereitung des Kraftstoffes [2]. Bei Pkw-Dieselmotoren haben sich Common-Rail-Einspritzsysteme (CR-System) gegenüber Systemen mit Verteilerpumpe, Reihenpumpe oder Pumpe-Düse-Einheit flächendeckend durchgesetzt, da sie eine höhere Flexibilität bezüglich der Anzahl und der Zeitpunkte der Einspritzungen sowie des Einspritzdruckes bieten. Die Ausführungen in diesem Kapitel beschränken sich daher auf dieses System. Abbildung 4 zeigt die wesentlichen Komponenten eines Common-Rail-Systems.

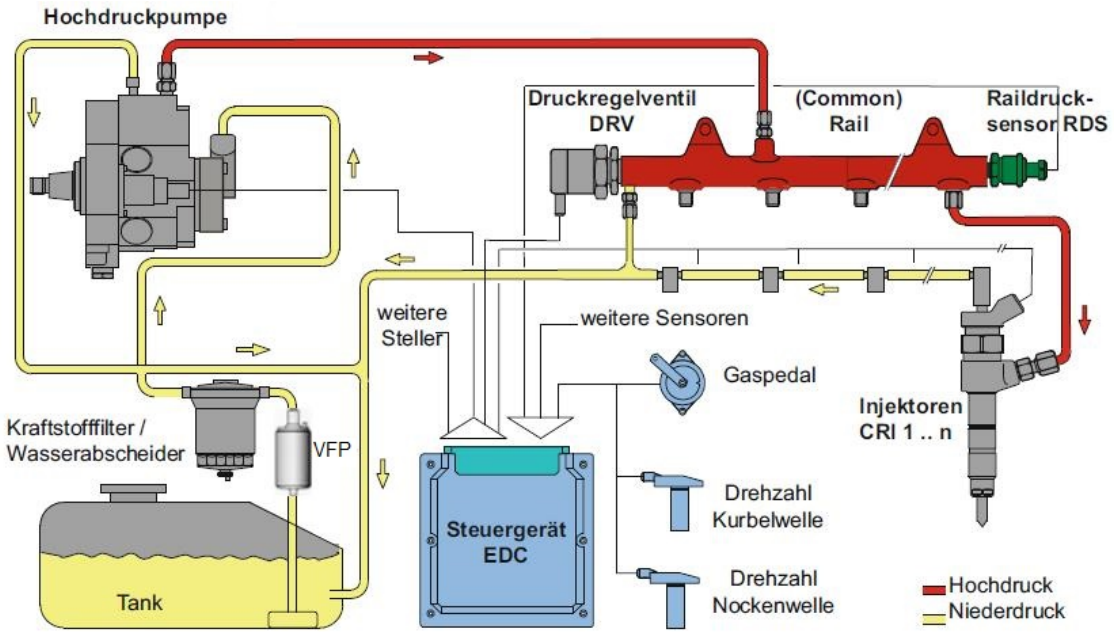

Abbildung 4: Common-Rail-Einspritzsystem. [2]

Der Kraftstoff wird durch eine Vorförderpumpe (VFP) aus dem Tank zur Hochdruckpumpe gefördert. Diese ist in der Regel als Radialkolbenpumpe ausgeführt und erzeugt einen Kraftstoffdruck von derzeit bis zu 2700 bar [13]. Über das Druckregelventil (DRV) wird der gewünschte Kraftstoffdruck im (Common) Rail eingeregelt, indem ein Teil des Kraftstoffes zurück zum Tank geleitet wird. Das Ventil kann an der Pumpe oder dem Rail platziert sein. Darüber hinaus finden niederdruckseitige Mengen- und Druckregelventile Verwendung. Durch das Volumen des Rails wird der Kraftstoffdruck gespeichert und auftretende Druckschwankungen werden gedämpft. Durch starre Hoch-

druckleitungen fließt der Kraftstoff aus dem Rail zu den Injektoren der einzelnen Zylinder. Die Zumessung des Kraftstoffes findet hier durch die Hubsteuerung der Düsennadel statt. Die Aufbereitung des Kraftstoffes erfolgt durch die Mehrlochdüse des Injektors. [2, 14]

2.2.1.1 Injektor

Zur Hubsteuerung kommen bei CR-Injektoren entweder Magnet- oder Piezoaktoren zum Einsatz. Injektoren mit Magnetaktor arbeiten grundsätzlich mit einem hydraulischen Servosystem (Abbildung 5). Der verdichtete Kraftstoff gelangt hier über den Zulauf (10) in den Injektor. Bei geschlossener Ablaufdrossel (9) wirkt der Kraftstoffdruck sowohl von oben als auch von unten auf die Düsennadel (13): einerseits aus dem Ventilsteuerraum (4) über den Ventilkolben (12) und andererseits aus dem Kammervolumen (7) über die Druckschulter (6). In Kombination mit der Kraft der Düsenfeder (5) wird die Nadel dadurch unten und die Düse (8) verschlossen gehalten.

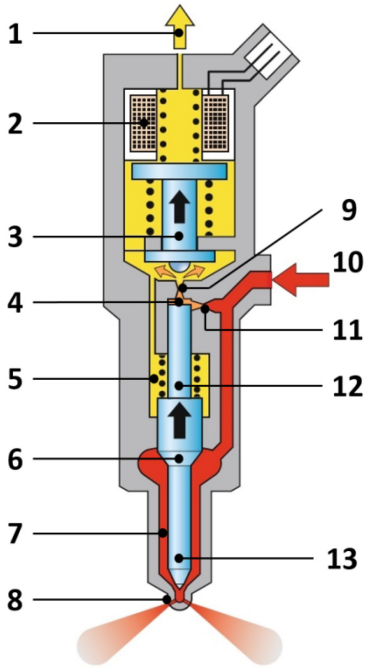

Abbildung 5: Common-Rail-Injektor mit Magnetventil und hydraulischem Servosystem. [15]

Zum Öffnen der Düse wird die Spule (2) des Magnetventils bestromt, der Anker (3) hebt sich, die Ablaufdrossel wird geöffnet und Kraftstoff strömt über den Rücklauf (1) aus dem Injektor. Da der Kraftstoff aufgrund der Zulaufdrossel (11) nicht beliebig schnell in den Ventilsteuerraum (4) nachfließen kann, sinkt der Druck dort. Die hydrau-

lische Kraft von unten ist nun größer, somit hebt sich die Nadel aus ihrem Sitz und öffnet die Düse. [14]

Statt des Magnetaktors kann die Ablaufdrossel auch mittels eines Piezoaktors und ggf. eines hydraulischen Kopplers betätigt werden. Die schnelleren Schaltzeiten eines Piezoaktors ermöglichen kürzere Abstände zwischen einzelnen Einspritzungen und geringere minimale Einspritzmengen [13].

Darüber hinaus gibt es Injektoren, die die Düsennadel unmittelbar über einen Piezoaktor betätigen. Da Piezoaktoren nur einen relativ geringen Hub aufweisen, wird dieser über eine mechanische Hebelübersetzung [16] oder einen hydraulischen Bewegungsverstärker [17] mit der Düsennadel gekoppelt. Vorteile dieser direkt angetriebenen Injektoren sind vor allem ein vom Einspritzdruck unabhängiges Öffnen und Schließen der Düse sowie die Möglichkeit zur kontinuierlichen Einspritzverlaufsformung durch proportionale Steuerung des Nadelhubs [17, 18]. Aktuell befindet sich jedoch keines dieser Konzepte im Serieneinsatz.

2.2.1.2 Einspritzdüse

Die Einspritzdüse eines CR-Injektors besteht aus dem Düsenkörper und der Düsennadel. Über den Hub der Nadel wird der Durchfluss durch die Düse gesteuert. Bei geschlossener Düse wird der Kraftstoff im Nadelsitz gegen den Brennraum abgedichtet. Bei geringen Nadelhüben wirkt der Nadelsitz als Drosselstelle. Man unterscheidet zwischen Sackloch- und Sitzlochdüsen (Abbildung 6). Bei Sacklochdüsen befindet sich die Dichtfläche oberhalb der Spritzlöcher, während sie bei Sitzlochdüsen direkt vor den Spritzlöchern vorzufinden ist. Sitzlochdüsen zeichnen sich so durch ein geringeres Schadvolumen stromabwärts der Sitzkante und dadurch geringere Kohlenwasserstoffemissionen (HC-Emissionen) aus (siehe Abschnitt 2.3.4). Dagegen weisen sie Nachteile bei der Anströmung der Spritzlöcher auf, woraus eine ungleichförmigere Mengenverteilung auf die einzelnen Spritzlöcher resultieren kann. [2, 4, 14]

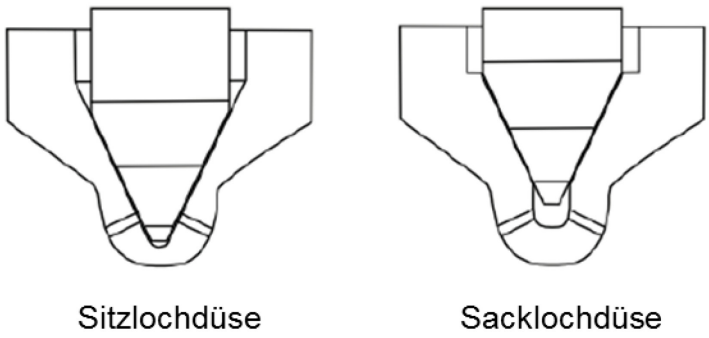

Abbildung 6: Bauarten der Dieseleinspritzdüsen. [2]

Die Aufgabe der Düse besteht in der Kraftstoffaufbereitung durch Wandlung der Druckenergie in kinetische Energie. Dies geschieht zum Großteil in den Spritzlöchern, welche symmetrisch in der Düsenkuppe angeordnet sind. Die Abweichung der Spritzlochachse gegenüber der Vertikalen wird als Höhenwinkel bezeichnet (siehe Abbildung 2). Für Pkw-Anwendungen werden zurzeit Düsen mit sieben [8] bis zehn [19] Spitzlöchern bei einem Lochdurchmesser von ca. 105 µm bis 135 µm eingesetzt [2]. Die Spritzlochlänge beträgt typischerweise 0,7 mm bis 1,0 mm [2]. Der Entwicklungstrend geht hin zu kleineren Spritzlöchern, da diese positive Einflüsse auf Strahlzerfall und Verdampfung haben [20]. Um trotzdem einen ausreichenden hydraulischen Durchfluss für den Volllastbetrieb zu gewährleisten, kann gleichzeitig die Spritzlochanzahl erhöht werden. Der hydraulische Durchfluss (HD) der Düsen wird üblicherweise mit einem Prüföl bei einem Kraftstoffdruck von 100 bar ermittelt und in cm³ pro min oder cm³ pro 30 s angegeben. Zur hydraulischen Charakterisierung der Düse wird auch der Strömungs- oder Durchflussbeiwert (C_D) verwendet. Er ist definiert als Verhältnis aus dem realen Volumenstrom der Düse (entspricht HD) und dem theoretischen Volumenstrom, welcher sich aus dem Produkt der Düsenaustrittsgeschwindigkeit nach Bernoulli (Gl. (5)) und dem Strömungsquerschnitt des Spritzloches (A_{SL}) berechnet:

$$C_D = \frac{\dot{V}_{real}}{\dot{V}_{theo}} = \frac{\dot{V}_{real}}{A_{SL}} \sqrt{\frac{\rho_F}{2 \cdot (\Delta p)}} \tag{1}$$

In manchen Untersuchungen wird ein Zusammenhang zwischen Durchflussbeiwert und Partikelemissionen hergestellt [21, 22]. Der Durchflussbeiwert eignet sich jedoch nicht zur vollständigen Beschreibung der Düsengeometrie. Er ist vielmehr das Resultat aus geometrischen Faktoren wie Spitzlochdurchmesser, Konizität oder Verrundungsgrad

der Einlaufkanten der Spritzlöcher. Sowohl divergierende Spritzlöcher als auch verrundete Einlaufkanten erhöhen den Durchflussbeiwert [23, 24].

Da das Düsenspritzloch das letzte Teil des Einspritzsystems ist, welches der Kraftstoff durchströmt, ist dessen Einfluss auf Gemischbildung und Verbrennung entsprechend hoch. Die Auswirkungen durch Veränderung der einzelnen geometrischen Parameter werden im Abschnitt 2.2.3 genauer erörtert.

2.2.2 Strahlzerfall und Verdampfung

Beim Öffnen der Einspritzdüse wird die Druckenergie des Kraftstoffes in kinetische Energie gewandelt. Der Kraftstoff tritt mit sehr hoher Geschwindigkeit aus der Düse aus, so dass es unmittelbar zum Zerfall des Strahles kommt. Beim Zerfall von Flüssigkeitsfreistrahlen kann zwischen verschiedenen Mechanismen differenziert werden. Eine Zuordnung ist mithilfe des nach Ohnesorge [25] benannten Diagramms in Abbildung 7 und den Kenngrößen Reynoldszahl (Gl. (2)) und Ohnesorgezahl (Gl. (3)) möglich. Die Grenzen können sich dabei mit steigender Umgebungsgasdichte zu kleineren Reynoldszahlen verschieben [26]. Der Bereich der in der vorliegenden Arbeit untersuchten Einspritzdüsen ist rot markiert.

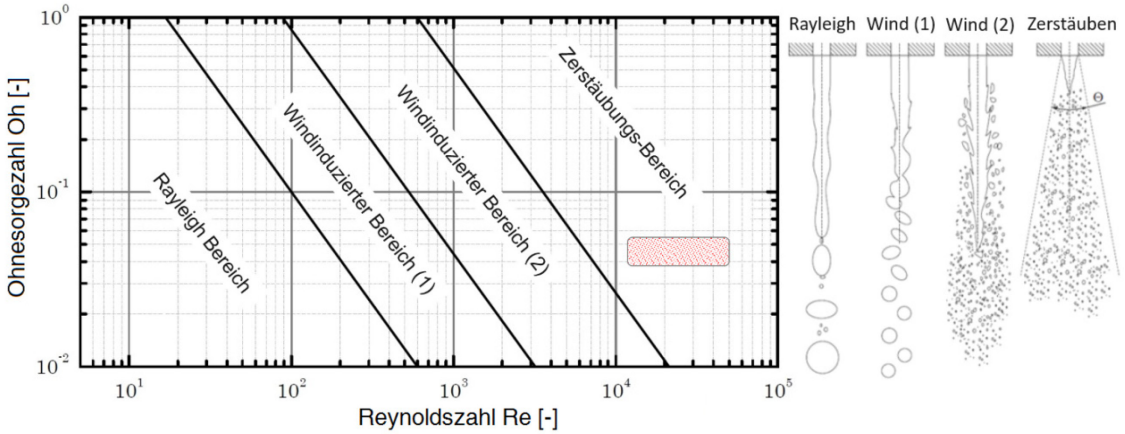

Abbildung 7: Zerfallsmechanismen von Flüssigkeitsfreistrahlen. [27, 28]

$$Re = \frac{Trägheitskraft}{Viskositätskraft} = \frac{v_{rel} \cdot \rho_F \cdot D_{SL}}{\eta} \tag{2}$$

$$Oh = \frac{Reibungskraft}{\sqrt{Trägheitskraft \cdot Oberflächenkraft}} = \frac{\eta}{\sqrt{D_{SL} \cdot \rho_F \cdot \sigma}} \tag{3}$$

Die bei Dieselmotoren üblichen hohen Einspritzdrücke führen zu hohen Austrittsgeschwindigkeiten, so dass der Strahlzerfall vor allem als Zerstäubung auftritt [28]. Somit bildet sich das Spray, wie in Abbildung 8 zu sehen ist, ab dem Düsenaustritt konisch aus [27]. Der Winkel des Konus wird als Strahlkegelwinkel bezeichnet. Während des Öffnungs- und Schließvorganges der Düse werden jedoch aufgrund der Nadelsitzdrosselung auch die anderen Zerfallsmechanismen durchlaufen.

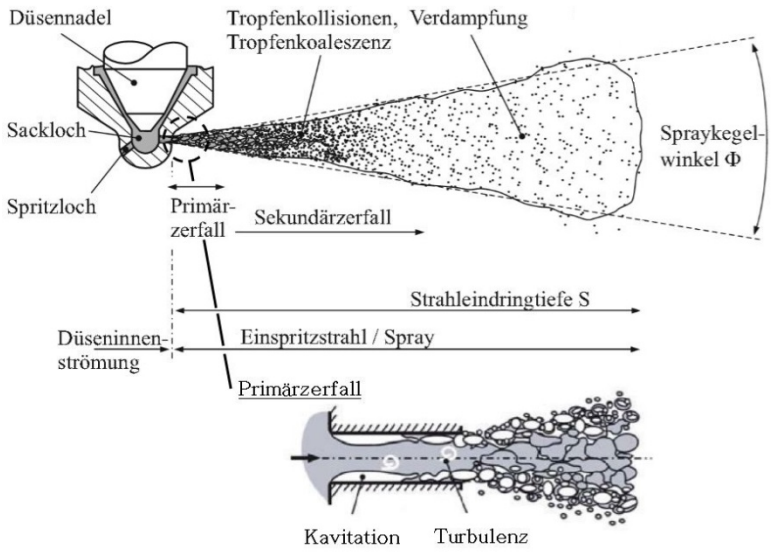

Abbildung 8: Strahlzerfall im Dieselmotor. [2]

Der Zerstäubungsprozess kann in einen primären und sekundären Strahlzerfall aufgeteilt werden [27]. Der Primärzerfall beschreibt die Bildung von Ligamenten und Tropfen und wird in erster Linie durch hydrodynamische Kavitation und Turbulenz in der Einspritzdüse verursacht [2, 29]. Die Kavitation verringert den effektiven Strömungsquerschnitt und die Reibung in der Düse [2]. Am Düsenaustritt implodieren die Kavitationsblasen wieder, was den primären Strahlzerfall durch Turbulenzerhöhung fördert [2]. Dies führt dazu, dass das Spray bereits 1 mm hinter dem Düsenaustritt eine deutlich geringere Dichte als ein Flüssigkeitsstrahl aufweist [30].

Der Sekundärzerfall beschreibt den Zerfall bereits existierender Tropfen in kleinere Tropfen [27]. Verursacht wird dies durch aerodynamische Kräfte aufgrund der Relativgeschwindigkeit zwischen Kraftstofftropfen und dem umgebenden Arbeitsgas. Neben dem Zerfall können jedoch auch Tropfen kollidieren und sich so zusammenschließen (Koagulation) [2]. In Anhängigkeit von der Weberzahl, welche das Verhältnis aus Trägheitskraft bzw. aerodynamischer Kraft zur Oberflächenspannungskraft beschreibt

(Gl. (4)), zerfallen die Topfen entsprechend den in Abbildung 9 dargestellten Zerfallsarten.

$$We = \frac{\rho_F \cdot v_{rel}^2 \cdot D_{Tr}}{\sigma} \tag{4}$$

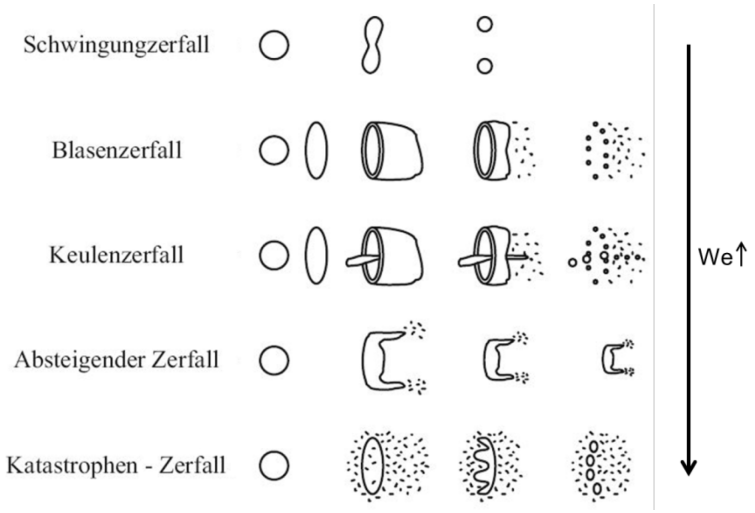

Abbildung 9: Arten des Tropfenzerfalls. Nach [31] aus [2]

Je weiter die Tropfen zerfallen, desto größer wird deren Oberfläche-Volumen-Verhältnis. Durch den Impulsaustausch zwischen dem Kraftstoff und dem Arbeitsgas wird gleichzeitig eine Einzugsströmung generiert, so dass immer mehr heißes Gas in das Spray gelangt [2]. Dadurch verdampfen die Tropfen mit zunehmendem Abstand von der Düse, bis schließlich nur noch dampfförmiger Kraftstoff vorliegt. Der Abstand vom Düsenaustritt bis zur vollständigen Verdampfung wird als (flüssige) Strahleindringtiefe bezeichnet.

2.2.3 Einflussgrößen des Einspritzsystems auf Gemischbildung und Verbrennung

2.2.3.1 Spritzlochdurchmesser

Als Spritzlochdurchmesser wird üblicherweise der Austrittsdurchmesser des Düsenloches bezeichnet. Dieser hat von den Düsenkenngrößen den größten Einfluss auf die Gemischbildung und die Verbrennung.

Eine Verringerung des Spritzlochdurchmessers reduziert den hydraulischen Durchfluss einer Düse. Dies beruht in erster Linie auf einer Reduktion des geometrischen Strömungsquerschnittes. Verstärkt wird dieser Effekt ggf. durch eine Reduktion des Durchflussbeiwertes aufgrund erhöhter Reibung [32]. Unter der Annahme einer reibungsfreien Strömung ist die Düsenaustrittsgeschwindigkeit (v_{aus}) unabhängig vom Spritzlochdurchmesser. Wird außerdem von einem inkompressiblen Fluid ausgegangen (ρ_F = konst) und die Strömungsgeschwindigkeit im Rail vernachlässigt, so lässt sich die theoretisch maximale Düsenaustrittsgeschwindigkeit durch Umstellung der Bernoulli-Gleichung in guter Näherung nach Gl. (5) berechnen. Die Düsenaustrittsgeschwindigkeit ist somit in erster Linie von der Differenz zwischen Kraftstoffdruck (p_{Rail}) und Zylinderdruck (p_Z) abhängig. Durch Reibungseffekte kann sich die reale Austrittsgeschwindigkeit jedoch vermindern.

$$v_{aus} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{Rail} - p_z)}{\rho_F}} \tag{5}$$

Bei Verringerung des Spritzlochdurchmessers sind die Tröpfchendurchmesser des austretenden Kraftstoffes im Schnitt kleiner [33]. Wie in Abbildung 10 zu sehen ist, erhöht sich zudem der Lufteintrag in das Spray im Verhältnis zur Kraftstoffmasse und der Kraftstoff verdampft schneller [20]. Laut [34] verlagern sich zudem die Zündorte von der Düse weg in den Strahlrandbereich. Letztendlich entsteht ein magereres Kraftstoff-Luft-Gemisch, welches positive Effekte auf die Rußemissionen haben kann (siehe Abbildung 44) [35].

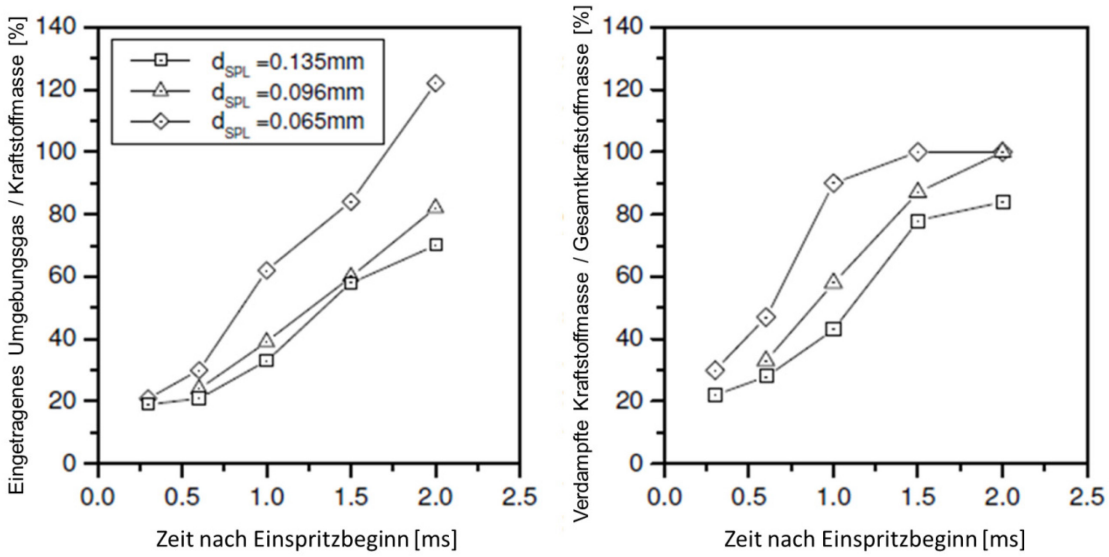

Abbildung 10: Einfluss des Spritzlochdurchmessers auf Lufteintrag und Verdampfung. Nach [20] aus [36]

Aufgrund des verringerten hydraulischen Durchflusses sinkt der Sprayimpuls mit dem Spritzlochdurchmesser. In Verbindung mit der schnelleren Verdampfung der kleineren Tropfen verringert sich die maximale Eindringtiefe sowohl der flüssigen als auch der dampfförmigen Phase [24]. Abbildung 11 zeigt die Eindringtiefe beider Phasen in Abhängigkeit von der Injektoransteuerdauer für zwei verschiedene Spritzlochdurchmesser.

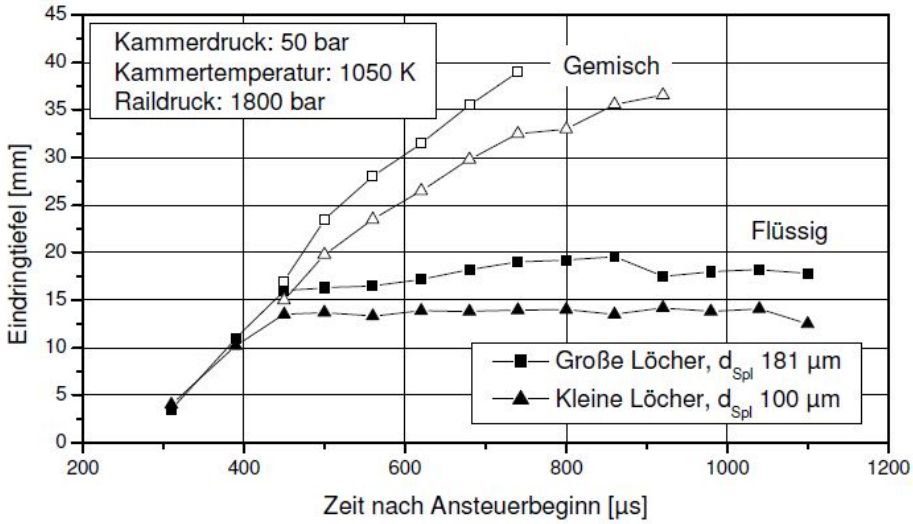

Abbildung 11: Einfluss des Spritzlochdurchmessers auf die Eindringtiefe des Kraftstoffes,. Nach [24] aus [36]

Die flüssige Phase erreicht nach einer gewissen Zeit ein Maximum für die Eindringtiefe. Ab dieser Eindingtiefe sind alle Kraftstofftröpfchen vollständig verdampft. Der verdampfte Kraftstoff führt die Bewegung jedoch fort und dringt weiter in den Raum ein.

Bezüglich des Einflusses des Spritzlochdurchmessers auf den Spraykegelwinkel finden sich keine konsistenten Angaben in der Literatur. In [37] wurde bei Umgebungsbedingungen, welche nicht zum Verdampfen des Kraftstoffes führen, kein Einfluss auf den Winkel festgestellt. In [38] (bei vedampfenden Umgebungsbedingungen) und [33] (nicht verdampfenden Umgebungsbedingungen) wird dagegen von einer Zunahme des Kegelwinkels für kleinere Spritzlochdurchmesser berichtet. Nach [39] (verdampfende Umgebungsbedingungen) führt eine Verringerung des Durchmessers bei konstanter Länge zu geringeren Spraykegelwinkeln. Nach [40] kann sich der Trend je nach Einspritzdruck bei nicht verdampfenden Umgebungsbedingungen umkehren. Abbildung 12 zeigt bisher unveröffentlichte Untersuchungen des Autors unter verdampfenden Umgebungsbedingungen. Demnach weisen kleinere Spritzlöcher kleinere Spraykegelwinkel der Flüssigphase auf.

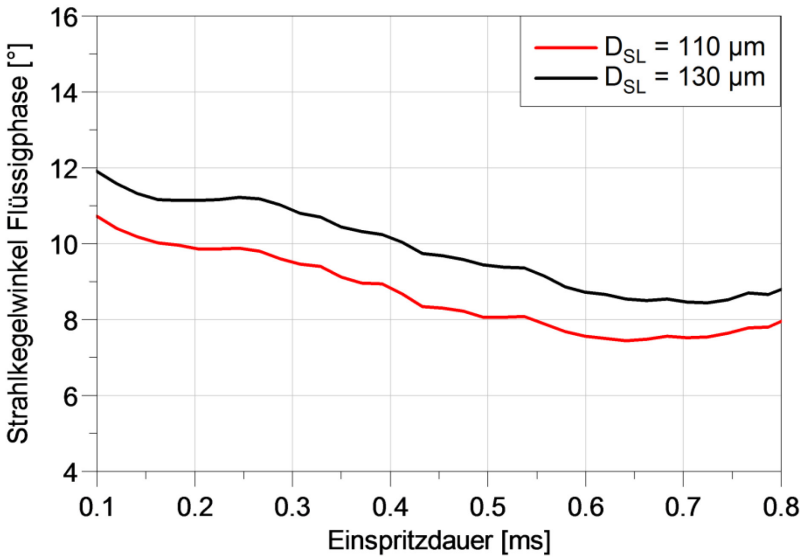

Abbildung 12: Strahlkegelwinkel in Abhängigkeit von der Einspritzdauer und dem Spritzlochdurchmesser.

Des Weiteren beeinflusst der Spritzlochdurchmesser den Flammenabhub. Kleinere Spritzlöcher führen zu einer kürzeren Abhebelänge (siehe Abschnitt 2.4.3) [41].

2.2.3.2 Spritzlochlänge

Bei längeren Spritzlöchern wird grundsätzlich eine stabilere Düseninnenströmung erwartet. In [40] wird von einer höheren Düsenaustrittsgeschwindigkeit für längere Spritzlöcher berichtet, was für ein gleichmäßigeres Geschwindigkeitsprofil spricht. In [42] wird gezeigt, dass eine Verkürzung des Spritzloches zu mehr Kavitation und größeren Spraykegelwinkeln führt. Die dabei untersuchten Spritzlöcher haben mit einem Durchmesser von 5 mm und Längen von 9 mm bzw. 13,5 mm allerdings keine für Dieseleinspritzdüsen typischen Dimensionen. In [43] wird dieser Trend jedoch für ein Dieselspritzloch grundsätzlich bestätigt. Dort wird für ein um 40 % verkürztes Spritzloch eine Verkürzung des Abstandes der maximalen Zerstäubung zum Spritzloch festgestellt, was für einen größeren Spraykegelwinkel spricht. In [39] wird ebenfalls von größeren Spraykegelwinkeln für kleinere Längen-Durchmesser-Verhältnisse des Spritzloches berichtet. Hier wurde jedoch der Spritzlochdurchmesser bei konstanter Spritzlochlänge variiert.

Nach [44] wird mit einem kurzen Spritzloch und niedrigen Einspritzdrücken der Strahlkegelwinkel vergrößert und die Eindringtiefe verringert. Bei höheren Drücken gibt es jedoch kaum Unterschiede zu längeren Spritzlöchern. Nach [38] weisen kürzere Spritzlöcher eine geringfügig kürzere flüssige Eindringtiefe auf. Die dampfförmige Eindringtiefe verkürzt sich ebenfalls, wobei der Effekt etwas stärker ausgeprägt ist.

2.2.3.3 Konizität

Die Konizität von Spritzlöchern wird üblicherweise mithilfe des k-Faktors angegeben. Dieser ist nach Gl. (6) als ein Zehntel der Differenz von Einstritts- (D_E) und Austrittsdurchmesser (D_A) des Spritzloches (in µm) definiert:

$$k = \frac{D_E - D_A}{10} \tag{6}$$

Dieseleinspritzdüsen weisen in der Regel k-Faktoren von $k \geq 0$ auf. Bei k-Faktoren größer null verringert sich der Lochdurchmesser in Strömungsrichtung. Durch die konvergente Form wird der Kraftstoff beim Eintritt in das Spritzloch weniger stark umgelenkt und die Kavitationsneigung sinkt [43, 45]. Da die Kavitation maßgeblich zum primären Strahlaufbruch beiträgt, tritt das Spray mit konvergenten Spritzlöchern kompakter und mit geringerem Spraykegelwinkel aus [23, 46]. Bei divergenten Spritzlöchern vergrößert sich dagegen der Kegelwinkel [46].

Bei identischem Austrittsdurchmesser nimmt der hydraulische Durchfluss einer Düse mit dem k-Faktor zu [46, 47]. Nach Simulationen von [47] ist dies auf die Abnahme der Kavitationsneigung und somit auf eine Zunahme des effektiven Strömungsquerschnittes zurückzuführen. Die Düsenaustrittsgeschwindigkeit bleibt hier hingegen unbeeinflusst. Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen in [46] wird jedoch vermutet, dass auch die Düsenaustrittsgeschwindigkeit mit dem k-Faktor zunimmt. Dies wird durch Simulationen in [48] bestätigt.

Durch die Zunahme des hydraulischen Durchflusses, nimmt der Strahlimpuls mit dem k-Faktor zu [24]. In Kombination mit dem kompakteren Spray führt dies, wie anhand der Abbildung 13 ersichtlich ist, zu einer Zunahme der Strahleindringtiefe mit steigendem k-Faktor [23, 46]. Bei hohen Einspritzdrücken ist der Effekt eher gering, nimmt aber mit sinkendem Druck zu [23].

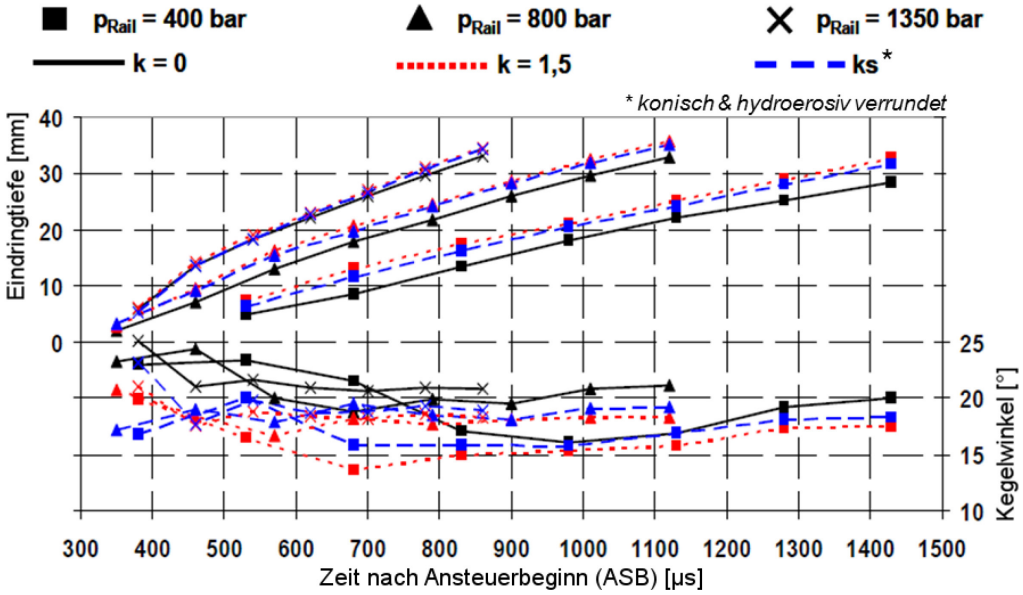

Abbildung 13: Einfluss des k-Faktors auf Eindringtiefe und Kegelwinkel. [23]

Wird der hydraulische Durchfluss eines konvergenten Loches im Vergleich zum zylindrischen Loch durch Verringerung des Austrittsdurchmessers konstant gehalten, so weist das konvergente Loch trotzdem einen höheren Strahlimpuls auf [24]. Abbildung 14 zeigt dies anhand des Strahlimpulses und dessen Gradienten in Abhängigkeit vom Abstand zum Düsenaustritt. Nach [49] lässt sich die Zerstäubung mithilfe des Impulsgradienten bewerten. Die Düse mit konvergentem Spritzloch weist nahe dem Düsenaustritt zunächst eine geringere Zerstäubung auf. Mit zunehmendem Abstand zerstäubt die

konvergente Düse dann stärker als die zylindrische und das Maximum ist weiter vom Düsenaustritt entfernt.

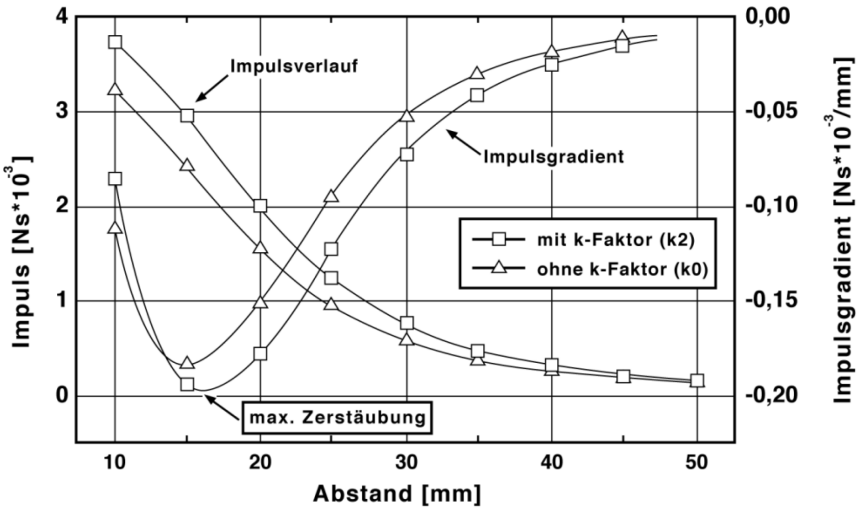

Abbildung 14: Strahlimpuls und Impulsgradient für konvergente und zylindrische Spritzlöcher. [24]

2.2.3.4 Hydroerosive Verrundung

Bei der hydroerosiven Verrundung (HE-Verrundung) wird die Einlaufkante der Spritzlöcher verrundet, indem die Düse mit einer abrasiven Flüssigkeit durchströmt wird. Der Grad der Verrundung wird mit dem Verhältnises des hydraulischen Durchflusses nach (HD_{nHE}) und vor der Verrundung (HD_{vHE}) nach Gl. (7) angegeben.

$$HE = \left(\frac{HD_{nHE}}{HD_{vHE}} - 1\right) \cdot 100\ \% \tag{7}$$

Die Effekte des Verrundens entsprechen im Wesentlichen denen des konvergenten Spritzloches. Durch die geringere Kavitationsneigung nimmt der effektive Strömungsquerschnitt zu und der primäre Strahlzerfall wird abgeschwächt. Das Spray tritt daher mit geringerem Kegelwinkel aus [50]. Der per Definition (Gl. (7)) höhere Durchfluss führt zu einem Anstieg des Sprayimpulses und somit der Strahleindringtiefe [51]. Aufgrund eines symmetrischeren Geschwindigkeitsprofils nimmt gemäß Simulationen auch die Düsenaustrittsgeschwindigkeit mit dem Verrundungsgrad zu [48, 50].

2.2.3.5 Einspritzdruck

Eine Erhöhung des Einspritzdruckes führt nach Gl. (5) primär zu einer höheren Düsenaustrittgeschwindigkeit [52]. Bei gleicher Spritzlochgeometrie folgt daraus eine höhere Einspritzrate. Durch die höhere Düsenaustrittsgeschwindigkeit dringt das Spray ent-

sprechend schneller in den Raum ein. Die maximale flüssige Eindringtiefe ist jedoch unabhängig vom Einspritzdruck (Abbildung 15) [23, 24]. Durch die höhere Relativgeschwindigkeit zwischen Kraftstoff und Umgebungsgas erhöht sich der Lufteintrag in das Spray und der Strahlaufbruch wird beschleunigt. Der mittlere Tropfendurchmesser verringert sich [33, 53] und somit verdampfen die Tropfen schneller. Die Eindringtiefe des dampfförmigen Kraftstoffes wird durch die höhere Düsenaustrittsgeschwindigkeit jedoch gesteigert [23, 24].

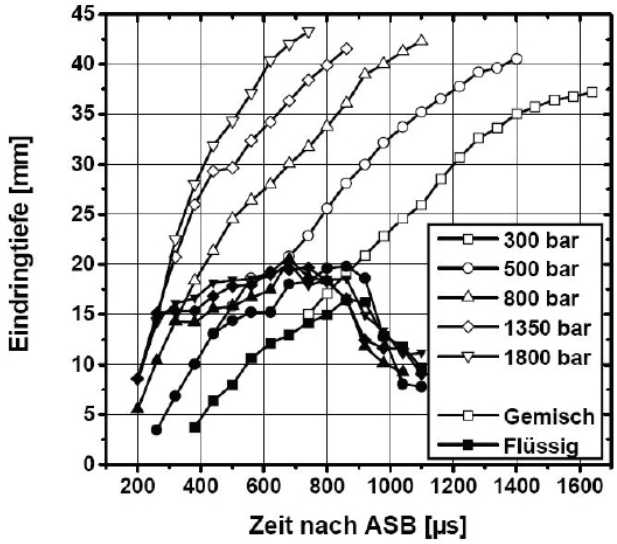

Abbildung 15: Kraftstoffeindringtiefe in Abhängigkeit vom Einspritzdruck. Nach [24] aus [54]

Bezüglich des Einflusses des Einspritzdruckes auf den Strahlkegelwinkel gibt es widersprüchliche Angaben in der Literatur. Nach [23] zeigt der Strahlkegelwinkel der flüssigen Phase keine signifikante Abhängigkeit vom Einspritzdruck, jedoch nimmt der Kegelwinkel der Gasphase zu. Nach Messungen in [33] unter nicht verdampfenden Umgebungsbedingungen nimmt der Kegelwinkel mit dem Einspritzdruck ab. Nach [40] kehrt sich der Trend unter nicht verdampfenden Bedingungen je nach Längen-Durchmesser-Verhältnis des Düsenloches um. Bei einem für Dieselspritzlöcher typischen Verhältnis wird hier ebenfalls von einer Abnahme des Kegelwinkels mit steigendem Druck berichtet.

Durch den höheren Lufteintrag in das Spray wird die Gemischhomogenisierung mit steigendem Einspritzdruck beschleunigt und die Neigung zur Rußbildung nimmt ab. Durch die höhere Gemischbildungsenergie werden zudem die Durchmischung und die Rußoxidation gefördert [55]. Die Abhebelänge nimmt mit steigendem Einspritzdruck

zu, was sich ebenfalls positiv auf die Rußemissionen auswirkt (siehe Abschnitt 2.3.1.4). Durch einen höheren Einspritzdruck kann daher die Partikel-NO_x-Schere zu geringeren Niveaus verschoben werden (siehe Abbildung 29), jedoch ergeben sich Nachteile beim Verbrennungsgeräusch [4].

2.2.4 Ladungsbewegung

Die für die innere Gemischbildung nötige Energie stammt neben dem Einspritzdruck auch aus der Bewegung des Gases im Brennraum. Diese Ladungsbewegung wird zum einen während des Ladungswechsels und zum anderen bei Annäherung des Kolbens an den Zylinderkopf erzeugt. Die bei Dieselmotoren dominierenden Arten der Ladungsbewegung sind die Drallströmung und die Quetschströmung, welche in Abbildung 16 dargestellt sind. [2]

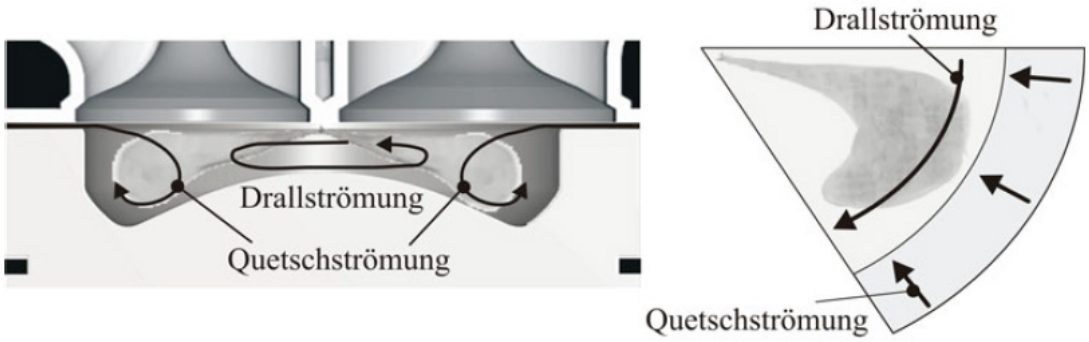

Abbildung 16: Arten der Ladungsbewegung bei Pkw-Dieselmotoren. [2]

Die Quetschströmung wird direkt durch die Kolbenbewegung erzeugt. Nähert sich der Kolben dem oberen Totpunkt an, so wird das Gas aus dem Quetschbereich zwischen Kolben und Zylinderkopf verdrängt und strömt in die Kolbenmulde. Bei Abwärtsbewegung des Kolbens kehrt sich die Strömungsrichtung um und Gas wird in den Quetschbereich gesogen. Je nach Kolbenposition während der Einspritzung erhöht oder verringert die Quetschströmung somit die Relativgeschwindigkeit zwischen Kraftstoff und Gas und beeinflusst so die Gemischbildung [4]. Bei einer omegaförmigen Kolbenmulde kann es bei der Abwärtsbewegung des Kolbens zudem zur Bildung eines Wirbels am Muldenkragen kommen. Die starke Turbulenz, die so erzeugt wird, kann die Lufterfassung im Quetschspalt fördern [56].

Die Drallströmung rotiert um die Zylinderachse und wird während des Ladungswechsels erzeugt. Die Bewegung wird durch die Form der Einlasskanäle und ggf. durch Maskierung oder Fasen an den Sitzen der Einlassventile generiert. Die Drallströmung nimmt mit steigender Motordrehzahl zu. Zur Quantifizierung des Drallniveaus kann die Drallzahl verwendet werden. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird die Definition der Drallzahl (DZ) als Verhältnis von Drehzahl des Dralls n_D zur Motordrehzahl n_M verwendet:

$$DZ = \frac{n_D}{n_M} \tag{8}$$

Durch die Drallströmung werden die primäre Gemischbildung während der Einspritzung und auch die Durchmischung während der Ausbrandphase gefördert. Sie beeinflusst daher sowohl Rußbildung als auch Rußoxidation. Der Strahlzerfall soll durch die Drallströmung so unterstützt werden, dass die zwischen den einzelnen Einspritzstrahlen liegende Luft durch Verwehung genutzt wird. Gleichzeitig muss jedoch eine Überwehung der einzelnen Verbrennungsgebiete (Überdrallen) verhindert werden, da diese zu sehr fetten Gebieten mit hohem Rußbildungspotenzial führen kann. Dies verdeutlicht, dass die Abstimmung des Drallniveaus unter Berücksichtigung der Spritzlochanzahl, Spritzdauer und Motordrehzahl erfolgen muss. Wird die Drallströmung mittels eines spiralförmigen Einlasskanals erzeugt, so nimmt der Drall linear mit der Drehzahl zu und die Drallzahl nach Gl. (8) bleibt konstant [4]. Bei höheren Drehzahlen werden jedoch meist auch höhere Motorlasten gefahren. Die Spritzdauer nimmt dadurch in der Regel zu, selbst wenn der Einspritzdruck ebenfalls steigt. Je nach Drallzahl des Motors kann dies zu einer geringeren Lufterfassung bei niedriger Drehzahl oder einer Überwehung bei hohen Drehzahlen und Lasten führen. Um dem entgegenzuwirken, wird oftmals ein Einlasskanal als Drall- und einer als Füllkanal ausgeführt. Durch Deaktivierung des Füllkanals, z. B. durch Klappen im Saugrohr, kann die Drallzahl bei niedrigen Drehzahlen erhöht werden. [2, 4]

Drall- und Quetschströmung dürfen jedoch nicht völlig losgelöst voneinander betrachtet werden. Bei geringem bis moderatem Drallniveau strömt die Quetschströmung bei Annäherung des Kolbens an den OT zunächst in Richtung Brennraummitte. Durch die Zentrifugalkraft der Drallströmung wird sie ab ca. 25 bis 20 °KW vor OT nach unten abgelenkt und bildet einen Sekundärwirbel in der Mulde (Abbildung 17 links) [56]. Kurz vor dem oberen Totpunkt kann sich die Drehrichtung des Sekundärwirbels umkehren, so dass die Ladung in Richtung Brennraummitte strömt (Abbildung 17 rechts) [56].

Dadurch kann auch die Drallströmung auf einen geringeren Durchmesser gezwungen werden, so dass sich die tangentiale Strömungsgeschwindigkeit nach Drehimpulserhaltungssatz erhöht [2].

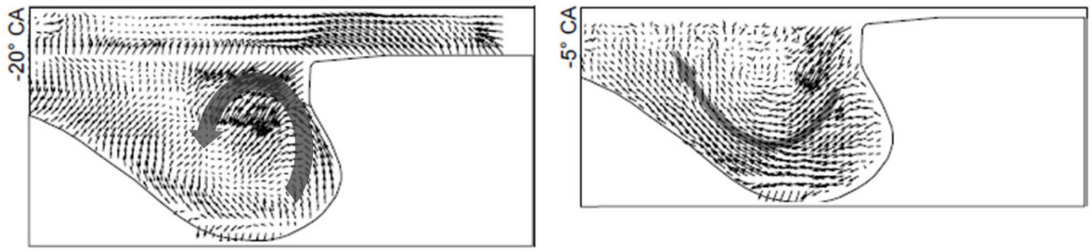

Abbildung 17: Ausbildung von Sekundärwirbeln in der Kolbenmulde. [56]

Bei einem hohen Drallniveau des Motors kann es vorkommen, dass die Quetschströmung schon früh nach unten in die Mulde umgelenkt wird. Der Sekundärwirbel bildet sich dann von vornherein in Richtung Brennraummitte aus, ähnlich wie in Abbildung 17 rechts. [21]

Eine hohe Ladungsbewegung hat jedoch auch negative Einflüsse auf den Motorprozess. Sowohl die Quetschströmung als auch die Drallströmung führt zu einer Zunahme des konvektiven Wärmeüberganges an die Brennraumwand und somit zu höheren Wandwärmeverlusten. Die Erzeugung der Drallströmung während des Ladungswechsels geht insbesondere bei hohen Motordrehzahlen zudem mit Füllungsverlusten einher. Die Füllungsverluste können durch das beschriebene Konzept mit Kanalabschaltung kontrolliert werden. [2, 4]

2.3 Grundlagen der Schadstoffbildung und deren Minderung

Bei einer idealen Verbrennung von Kohlenstoff-Wasserstoff-Verbindungen (C_xH_y) enthält das Abgas lediglich die Produkte der vollständigen Verbrennung: Wasser (H_2O) Kohldioxid (CO_2) sowie aus der Umgebungsluft stammenden Stickstoff (N_2) und ggf. Restsauerstoff (O_2). Reale Verbrennungen laufen jedoch maximal bis zum Erreichen des chemischen Gleichgewichtes und somit unvollständig ab. Darüber hinaus kann es im Verbrennungsmotor zu einer unvollkommenen Verbrennung kommen, das heißt, das chemische Gleichgewicht wird nicht erreicht. [2]

Daher enthält Abgas auch die Produkte der unvollständigen Verbrennung: Kohlenmonoxid (CO), unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC), Wasserstoff (H_2) und Ruß (C). Des Weiteren enthält Abgas Stickoxide (NO_x), welche aus dem in der Verbrennungsluft enthaltenen Stickstoff und Sauerstoff gebildet werden. [57]

Kohlenmonoxid, unverbrannte Kohlenwasserstoffe, Partikel (mit dem Hauptbestandteil Ruß) und Stickoxide werden als Schadstoffe eingestuft. Sie sind gesetzlich reglementiert, da sie toxisch auf Lebewesen und Umwelt wirken [3, 34, 58, 59].

Die Entstehung der Schadstoffe hängt im Wesentlichen von den lokalen Verbrennungstemperaturen und dem Sauerstoffangebot ab [2]. Die Verbrennungstemperatur ist unter adiabaten Bedingungen ausschließlich vom Sauerstoffangebot bzw. Verbrennungsluftverhältnis abhängig. Die höchsten Verbrennungstemperaturen entstehen theoretisch bei stöchiometrischer Verbrennung [60]. Abbildung 18 zeigt qualitativ die Konzentrationen der Schadstoffe HC, CO und NO_x im Rohabgas in Abhängigkeit vom lokalen Verbrennungsluftverhältnis ($\lambda_{V,lok}$).

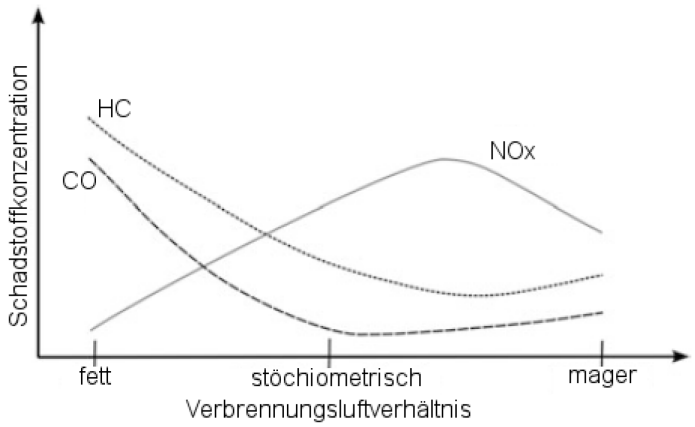

Abbildung 18: Schadstoffkonzentrationen in Abhängigkeit vom lokalen Verbrennungsluftverhältnis. [2]

Bei unterstöchiometrischer Verbrennung steigt die Konzentration von HC und CO naturgemäß stark an, da für eine vollständige Oxidation nicht genügend Sauerstoff zur Verfügung steht. Bei überstöchiometrischer Verbrennung nimmt die Konzentration ebenfalls leicht zu, da die Verbrennung immer kälter wird und es zum Einfrieren der Reaktionen kommt [2]. Die NO_x-Bildung hat ihr Maximum im leicht mageren Bereich. Grundsätzlich fördert ein Sauerstoffüberschuss die NO_x-Bildung, gleichzeitig werden jedoch hohe Temperaturen benötigt. Da die Verbrennungstemperatur mit zunehmender Abmagerung sinkt, ergibt sich die Lage des Maximums. Die Partikelemissionen, deren Hauptbestandteil Ruß ist, entstehen vor allem bei $\lambda_{V,lok} < 0{,}5$. Abbildung 19 zeigt die Ruß- und NO_x-Bildung in Abhängigkeit von der lokalen Verbrennungstemperatur und dem lokalen Verbrennungsluftverhältnis.

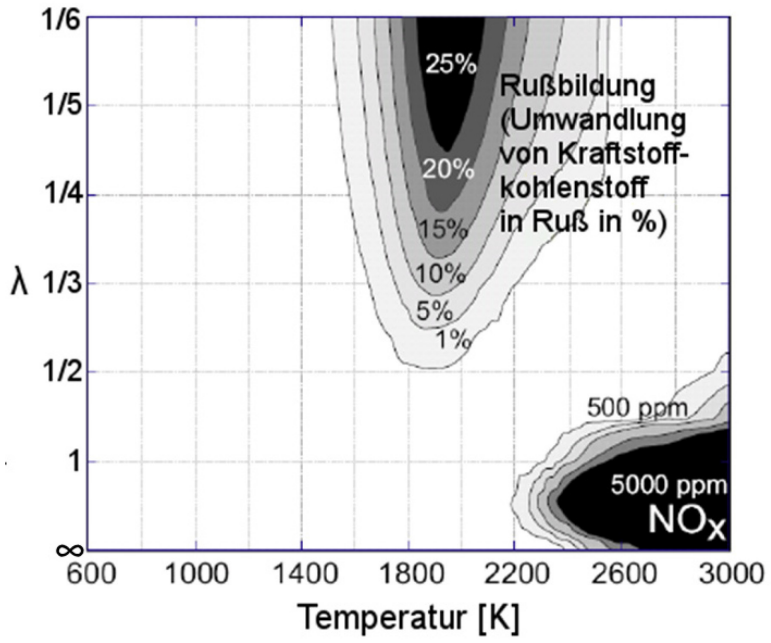

Abbildung 19: Ruß- und NO_x-Bildung in Abhängigkeit von Verbrennungstemperatur und -luftverhältnis. Nach [61]

Der Großteil des während der Verbrennung zunächst entstehenden Rußes wird unmittelbar oder auch im späteren Verlauf der Verbrennung wieder oxidiert. Für die primäre Rußbildung ist eine gewisse Mindesttemperatur vonnöten und die Rußoxidation wird grundsätzlich durch höhere Temperaturen gefördert. Dadurch ergibt sich der dargestellte Temperaturbereich für die Rußentstehung.

Die genauen Entstehungsmechanismen der einzelnen Schadstoffkomponenten sowie innermotorische Minderungsmaßnahmen werden in den folgenden Unterkapiteln erläutert.

2.3.1 Partikelemissionen (PM)

Vom Gesetzgeber wird lediglich die Gesamtheit aller Stoffe reglementiert, welche auf einem definierten Filterpapier bei einer Entnahmetemperatur von unter 52 °C abgeschieden werden [62]. Die Partikelemissionen der motorischen Verbrennung bestehen aus Ruß (im Wesentlichen aus Kohlenstoff (C) bestehend), Schmieröl, Kraftstoff, Wasser und Sulfaten [4]. Bei Dieselmotoren bildet Ruß den im Mittel größten Massenanteil, dieser variiert jedoch stark je nach Betriebspunkt [4, 63]. Der Rußanteil nimmt mit steigender Motorlast bzw. sinkendem Verbrennungsluftverhältnis zu und erreicht bei Voll-

last ca. 95 % [64]. Bei niedrigen Motorlasten bildet dagegen die Summe anderer organischer Verbindungen den größten Anteil [64]. Durch das Brennverfahren kann in erster Linie die Rußmenge beeinflusst werden. Dabei ist zu beachten, dass der größte Teil des zunächst gebildeten Rußes bereits im Brennraum wieder oxidiert wird. In den folgenden Abschnitten sollen daher die Prozesse der Rußbildung und Rußoxidation sowie die Einflussgrößen auf den daraus resultierenden Rußertrag genauer erläutert werden. Als Rußertrag ist das Verhältnis der Rußmasse zur gesamten Kohlenstoffmasse im Abgas definiert [65].

2.3.1.1 Rußbildung

Die grundlegende Voraussetzung für die Bildung von Ruß ist Sauerstoffmangel. Theoretisch kann mit Rußbildung gerechnet werden, wenn in Gl. (9) m größer als $2y$ ist, bzw. wenn das C/O-Verhältnis größer 1 ist [66].

$$C_m H_n + y \cdot O_2 \leftrightarrow 2 \cdot y \cdot CO + \frac{n}{2} \cdot H_2 + (m - 2 \cdot y) \cdot C_{Russ} \tag{9}$$

Daraus ergibt sich ein kritisches Verbrennungsluftverhältnis für die Rußbildung nach [66]:

$$\lambda_{krit} = \left[2 \cdot \left(\frac{C}{O}\right) \cdot \left(1 + \frac{n}{4m}\right)\right]^{-1} \tag{10}$$

Mit für Dieselkraftstoffe typischen C/H-Verhältnissen ergibt sich ein Wert von $\lambda_{krit} \approx 0{,}44$. Untersuchungen haben jedoch gezeigt, dass die Rußbildung schon bei höheren Luftverhältnissen beginnt. Als Grund wird die Reaktion den Hydroxylradikals (OH*) mit H_2O und CO zu CO_2 und H_2O gesehen [67]. Der dadurch gebundene Sauerstoff steht für die weitere Verbrennung nicht zur Verfügung, da die Aktivierungsenergie für die Reduktion von CO_2 und H_2O zu hoch ist [67]. Das kritische Verbrennungsluftverhältnis ist nach [68] zudem abhängig von der Verbrennungstemperatur.

Die Rußbildung an sich ist ein sehr komplexer Prozess, der noch nicht vollständig erforscht ist. Nach derzeitigem Verständnis lässt sich die Rußbildung in die in Abbildung 20 dargestellten Schritte unterteilen. Parallel dazu kann es stets zur Oxidation des Rußes oder dessen Vorläufern kommen. [2, 69]

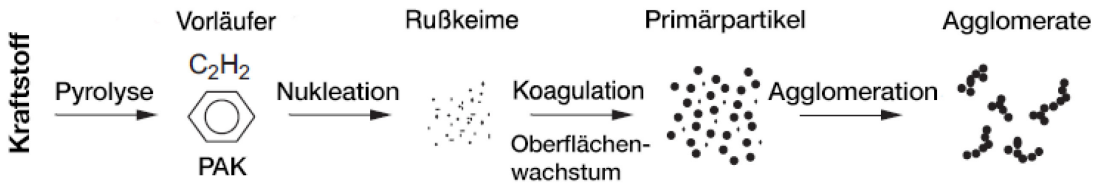

Abbildung 20: Schritte der Rußbildung. [70], Übersetzung durch Autor

Untersuchungen haben gezeigt, dass die Rußbildung mit der Konzentration von kleinen aromatischen Kohlenwasserstoffen stark zunimmt [71, 72]. Daher werden die Pyrolyse (Spaltung der im Kraftstoff enthaltene Kohlenwasserstoffmoleküle in kleinere Moleküle) und die Bildung der ersten aromatischen Kohlenwasserstoffe als geschwindigkeitsbestimmender Schritt bei der Rußbildung angesehen. Hier ist insbesondere die Bildung von Benzol (C_6H_6) und Naphthalin ($C_{10}H_8$) hervorzuheben, welche je nach Brennverfahren und Kraftstoff auf verschiedensten Wegen erfolgen kann. [73–75] Bei der Bildung von Naphthalin bzw. dessen Radikal Naphthyl sind drei Pfade hervorzuheben, welche in Abbildung 21 dargestellt sind [71, 76].

Die Bildung über Pfad (c) mit zwei Cyclopentadienyl-Radikalen ist für vorgemischte Verbrennungen oft dominant [71, 77]. Pfade (a) und (b) sind dagegen für die Diffusionsverbrennung wichtig. Pfad (a) ist von besonderer Relevanz, da Ethin (C_2H_2) bei fetter Verbrennung in hoher Konzentration vorkommt und außerdem kein Transfer von H-Atomen zwischen zwei C-Atom nötig wird [66, 71]. Für die Bildung der Edukte der Pfade (b) und (c) wird ebenfalls Benzol benötigt [71, 78], was dessen Bedeutung für die Rußentstehung unterstreicht.

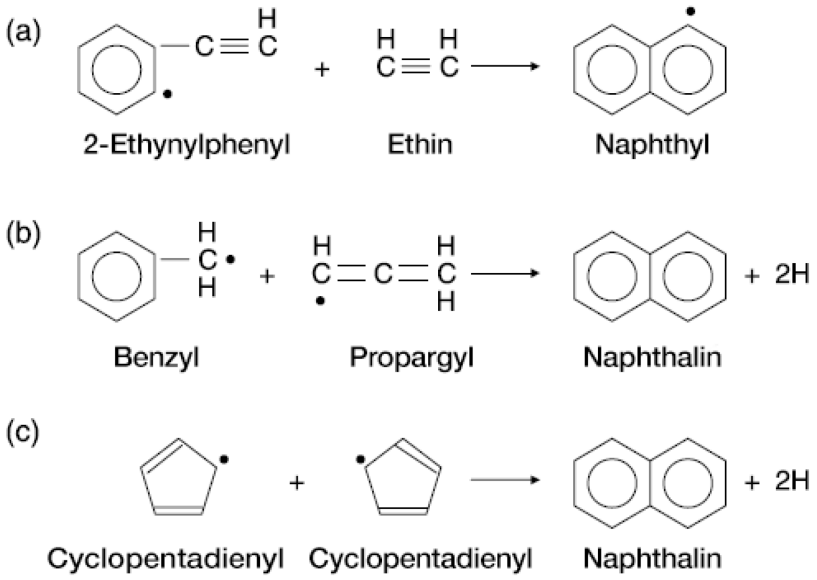

Abbildung 21: Bildungswege von Naphthalin. [71], Übersetzung durch Autor

Benzol kann direkter Bestandteil des Kraftstoffes sein, der Massenanteil ist mit 0,2 % bis 1,7 % jedoch eher gering [79, 80]. Es kann aber auch durch Pyrolyse gebildet werden. Dabei wird zwischen einer reinen Pyrolyse und einer oxidativen Pyrolyse unterschieden, die reine Pyrolyse läuft ohne Sauerstoffbeteiligung ab [69, 71]. Bei der Pyrolyse von Kraftstoffen entstehen neben aromatischen Kohlenwasserstoffen wie Benzol auch verschiedene Alkane (C_nH_{2n+2}), Alkene (C_nH_{2n}), Alkine (C_nH_{2n-2}) und Radikale [2, 67]. Neben der direkten Bildung durch Pyrolyse kann Benzol auch aus kleineren Kohlenwasserstoffverbindungen gebildet werden, welche zuvor aus der Pyrolyse hervorgegangen sind. Dabei sind der sogenannte Acetylenpfad [81, 82] und der Ionenpfad [83] hervorzuheben, da bei beiden Pfaden wieder das Ethinmolekül beteiligt und kein H-Transfer notwendig ist [2, 66, 71]. Ein weiterer möglicher Reaktionspfad verläuft über die Reaktion von C_3H_3-Ionen mit einer Allylgruppe [71].

Die C_3H_3-Ionen auf dem Ionenpfad (Abbildung 22) werden zunächst durch Reaktion von Ethin mit CH- oder CH_2-Gruppen gebildet.

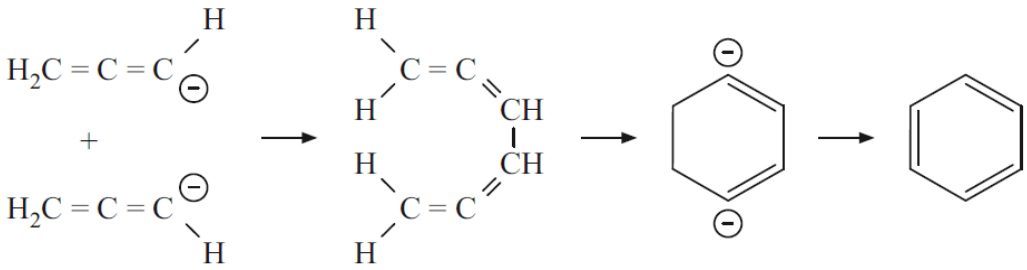

Abbildung 22: Benzolbildung auf dem Ionenpfad. Nach [83] aus [2].

Die Edukte des Acetylenpfades (Abbildung 23) sind Ethin (Acetylen) und ein Venylradikal (C_2H_3*), welche zunächst zum Radikal C_4H_5* reagieren [2, 71]. In Abhängigkeit von der Verbrennungstemperatur entsteht daraus ein Phenylradikal (ein Benzolrest) oder Benzol. In beiden Fällen wird dafür ein weiteres Ethinmolekül benötigt [81].

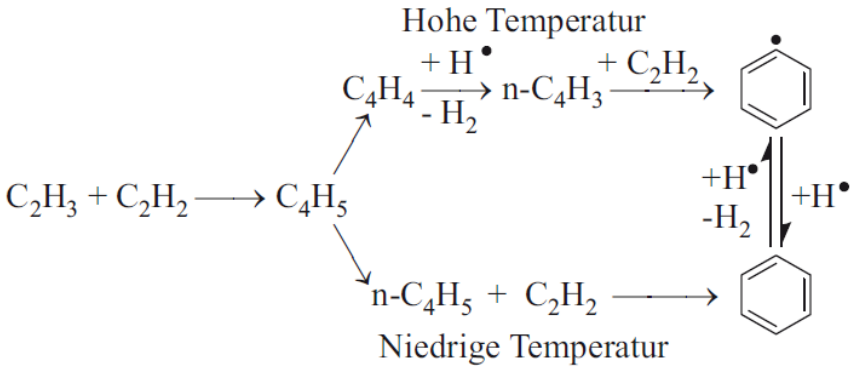

Abbildung 23: Benzolbildung auf dem Acetylen-Pfad. Nach [81] aus [2]

Der zweite Schritt bei der Rußentstehung ist die PAK-Bildung. Der einfachste Vertreter der polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffe ist streng genommen bereits das bizyklische Naphthalin, dessen mögliche Bildungspfade bereits beschrieben wurden. PAK können zudem durch direkte Verbindung von einzelnen Benzolringen entstehen, wobei Wasserstoff abgespalten wird [71]. Bei einem anderen Bildungsmechanismus entstehen PAK durch fortschreitende Anlagerung von Ethinmolekülen an ein Phenylradikal und Wasserstoffabspaltung (HACA-Mechanismus, Abbildung 24) [81, 84]. Die PAK wachsen zu immer größeren Ringstrukturen heran und durch die fortlaufende Wasserstoffabspaltung steigt der relative Kohlenstoffgehalt.

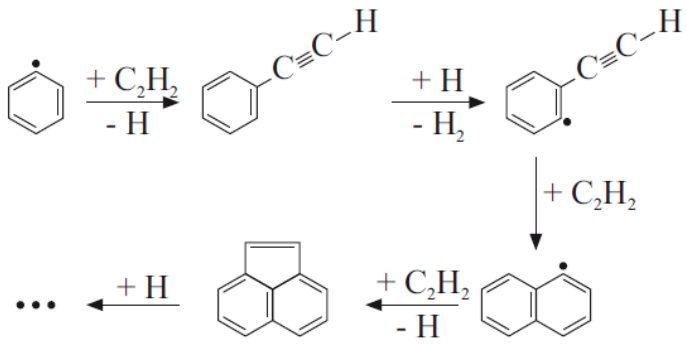

Abbildung 24: PAK-Wachstum durch HACA-Mechanismus. Nach [81], aus [2]

Von Rußkeimen spricht man ab dem Zeitpunkt, wenn die PAK von einer planaren zu einer räumlichen Anordnung übergehen [2]. Diese Keimbildung oder Nukleation kann durch Kollision zweier PAK entstehen und beschreibt den ersten Schritt des Überganges von der Gasphase in einen Festkörper [2].

Die 1 bis 2 nm großen Rußkeime wachsen im Anschluss durch Oberflächenwachstum und Koagulation weiter an [2, 85]. Beim Oberflächenwachstum kommt es zur Anlagerung von Kohlenwasserstoffverbindungen aus der Gasphase [86]. Dies sind bevorzugt kurzkettige Verbindungen [85]. Den größten Anteil machen dabei nach [67] wieder die Ethinmoleküle aus. Das Oberflächenwachstum ist der entscheidende Schritt für die letztendlich gebildete Rußmasse, da bei der Koagulation und Agglomeration die Rußmasse konstant bleibt.

Koagulation beschreibt die Kollision zweier kleiner sphärischer Partikel, in diesem Fall Rußpartikel, welche dann ein ebenfalls sphärisches Partikel bilden [2]. Die Gesamtmasse der Partikel bleibt somit konstant, während die Partikelanzahl und die Oberfläche abnehmen. Die so gebildeten Rußprimärteilchen haben einen Durchmesser zwischen 5 und 70 nm [87–91]. Durch die Verringerung der Rußoberfläche und den allmählichen Verbrauch der Ethinmoleküle wird das Wachstum der Rußpartikel schließlich gebremst [92, 93].

Durch Agglomeration der Primärteilchen, das heißt, dass zwei kollidierende Partikel aneinanderhaften, jedoch ihre Form behalten, bilden sich schließlich größere Rußteilchen [70]. Die agglomerierten Partikel sind meist kettenförmig und haben eine Länge von bis zu 2 µm [94], in Ausnahmefällen bis zu 10 µm [2]. Der Großteil der letztendlich im Abgas enthaltenen Partikel hat nur eine Größe im Bereich von 2 bis 150 nm [2]. Da-

bei kommt zum Tragen, dass die agglomerierten Rußteilchen teilweise wieder oxidiert werden.

Zu beachten ist, dass die Rußbildung nicht direkt bei Erreichen der nötigen Randbedingungen startet, sondern es lässt sich eine Verzögerung, die sogenannte Induktionszeit, feststellen. Bei Untersuchungen mit n-Heptan wurde bei 1550 K eine Induktionszeit von ca. 1 ms ermittelt, bei 2000 K kann sich diese bis auf 0,03 ms verringern [95]. Neben der Temperaturerhöhung führt auch eine Druckerhöhung zu einer Verkürzung der Induktionszeit. Des Weiteren nimmt die Induktionszeit mit steigendem Verbrennungsluftverhältnis zu [95].

2.3.1.2 Rußoxidation

Der größte Teil des bei der motorischen Verbrennung zunächst gebildeten Rußes wird im Anschluss direkt wieder oxidiert, so dass nur ein Bruchteil des maximal gebildeten Rußes den Motor als Emission verlässt [96, 97]. Es kann sowohl der Ruß selbst als auch dessen Vorläufer oxidiert werden. Als Reaktionspartner dienen atomarer und molekularer Sauerstoff sowie OH* [98, 99]. Einige Untersuchungen zeigen, dass die Oxidation über OH* dominiert [98, 100, 101]. Die Rußoxidation ist somit auch bei unterstöchiometrischen Bedingungen möglich. Die Oxidation läuft grundsätzlich erst ab einer gewissen Mindesttemperatur ab. In [102] wurde für bereits gebildeten Ruß unter dieselmotorischen Bedingungen eine Mindesttemperatur von 1300 K ermittelt. Die Oxidationsrate nimmt dann mit steigender Temperatur stark zu [102, 103]. Nach der semiempirischen Formel von [103] nimmt die Oxidationsrate bei Erreichen einer Grenztemperatur anschließend wieder ab. Diese Grenztemperatur nimmt mit steigendem Sauerstoffpartialdruck zu (Abbildung 25). Bei den für dieselmotorische Verbrennungen üblichen Partialdrücken wird diese Grenztemperatur in der Regel nicht erreicht. Anhand der Abbildung 25 ist zudem ersichtlich, dass sich ein steigender Druck bei konstanter Sauerstoffkonzentration positiv auf die Oxidation auswirken kann.

Eine steigende Sauerstoffkonzentration kann die Rußoxidation grundsätzlich positiv beeinflussen. Nach [103] ist dies jedoch erst bei hohen Temperaturen über 1800 K der Fall. Laut [104] ist zudem bei $\lambda_{V,lok} > 1{,}1$ keine weitere Zunahme der Oxidationsrate feststellbar.

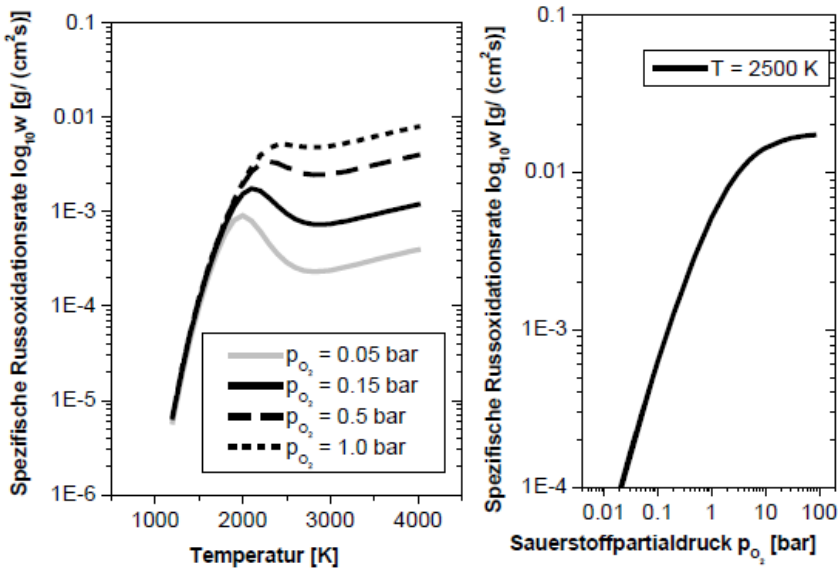

Abbildung 25: Rußoxidationsrate in Abhängigkeit von Temperatur und Sauerstoffpartialdruck. Nach [103] aus [55]

Wie die Rußbildung unterliegt auch die Rußoxidation einer Induktionszeit. In [102, 104] wurden Induktionszeiten zwischen 0,3 und 3,5 ms ermittelt. Dabei ist die Induktionszeit umso kürzer, je höher die Temperatur und Radikalkonzentration (u. a. OH*) ist [104].

2.3.1.3 Rußertrag und dessen Einflussgrößen

Da Rußbildung und Rußoxidation zu großen Teilen parallel ablaufen, wird zur Bewertung der Rußertrag herangezogen. Als Rußertrag ist das Verhältnis der Rußmasse zur gesamten Kohlenstoffmasse im Abgas definiert [65]. Er berücksichtigt somit die über den Kraftstoff und ggf. die Ansaugluft zugeführte Kohlenstoffmasse sowie die Rußbildungs- und Oxidationsprozesse. Der Rußertrag ist in erster Linie von dem Verbrennungsluftverhältnis, der Verbrennungstemperatur, der Reaktionszeit und in geringerem Maß vom Druck anhängig. Die Einflüsse sollen im Folgenden diskutiert werden.

Die Temperatur hat sowohl für die Rußbildung als auch für die Rußoxidation eine entscheidende Bedeutung. Für beide Prozesse wird eine Mindesttemperatur benötigt. Der für die primäre Rußbildung geschwindigkeitsbestimmende Schritt ist die Pyrolyse und Bildung der ersten aromatischen Kohlenwasserstoffe [71]. Für die Rußbildung gilt eine untere Grenztemperatur von ca. 1200 K bis 1400 K je nach Druck und Verbrennungsluftverhältnis [68, 95]. Unterhalb dieser Temperatur werden nicht genügend C_2- und C_3-Radikale für die Rußvorläufer gebildet [95]. Für die Oxidation von bereits gebildetem

Ruß liegt die Mindesttemperatur unter dieselmotorischen Bedingungen bei ca. 1300 K [102]. Allerdings können auch die Pyrolyseprodukte wieder oxidiert werden, bevor es zur eigentlich Rußbildung kommt. Als Oxidationspartner dient hier vor allem OH*. [98, 100]

Mit steigender Temperatur nimmt sowohl die Rußbildungsrate als auch die Rußoxidationsrate zu, wobei die Oxidationsrate deutlich stärker ansteigt [55, 94, 103]. Sowohl die Rußbildung als auch die Rußoxidation erfolgen jedoch nicht spontan, sondern unterliegen einer Induktionszeit, welche mit steigender Temperatur abnimmt. Im Mittel ist die Induktionszeit für die Rußbildung kürzer als die für die Rußoxidation (siehe Abschnitt 2.3.1.1 und 2.3.1.2). Die Überlagerung dieser Effekte führt dazu, dass es bei vorgemischter Verbrennung ein Maximum für den Rußertrag im mittleren Temperaturbereich gibt. Die Lage des Maximums kann je nach Randbedingungen und Kraftstoffzusammensetzung variieren. Bei hohen Temperaturen nimmt der Rußertrag wieder ab, bis er bei Erreichen einer Grenztemperatur null wird, da alle Rußvorläufer sofort wieder oxidiert werden.

Abbildung 26 zeigt den in [68] experimentell ermittelten Rußertrag für einen Ethenbrenner (C_2H_4) bei einem Druck von 1,0 bar. Das kritische Verbrennungsluftverhältnis liegt hier je nach Temperatur zwischen 0,45 und 0,6. Unterhalb des kritischen Verhältnisses nimmt der Rußertrag deutlich zu, je weniger Sauerstoff zur Verfügung steht.

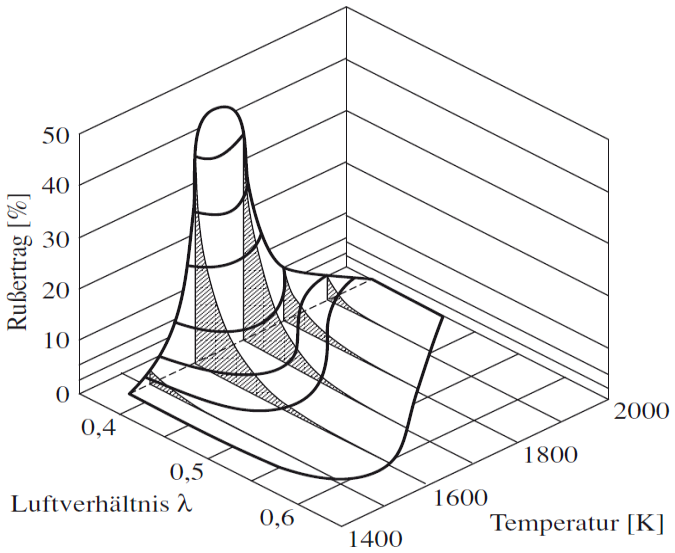

Abbildung 26: Rußertrag eines C_2H_4-Brenners in Abhängigkeit von Luftverhältnis und Temperatur. Nach [68] aus [105]

Dieses Verhalten wird in [61, 95] bestätigt. Der maximale Rußertrag liegt hier im Bereich von 1600 bis 1700 K, dieser Bereich wurde in [68] auch für Benzol (C_6H_6) ermittelt. Für höhere Verbrennungsluftverhältnisse verschiebt sich das Maximum leicht in Richtung tiefe Temperaturen, dies wurde ebenso in [95] bei Versuchen mit n-Heptan (C_7H_{16}) und einem Druck von 35 bar beobachtet.

In [61] wurde der Rußertrag für n-Hexan (C_6H_{14}) und Cyclohexan (C_6H_{12}) berechnet. Abbildung 27 zeigt den ermittelten Rußertrag für n-Hexan bei einem Druck von 60 bar und $\lambda_V = 0{,}1$ in Abhängigkeit von der Reaktionszeit und -temperatur.

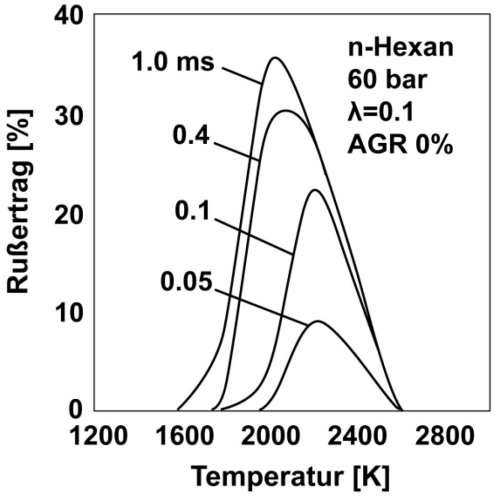

Abbildung 27: Rußertrag in Abhängigkeit von der Reaktionszeit und -temperatur eines C_6H_{14}-Brenners. [61], Übersetzung durch Autor

Der maximale Rußertrag liegt hier zwischen 2000 K und 2200 K je nach Reaktionszeit. Bei kürzeren Reaktionszeiten liegt das Maximum bei höheren Temperaturen und auch die untere Rußbildungsgrenze verschiebt sich von 1600 K bis auf 2000 K. Dies lässt sich durch die bei höheren Temperaturen verkürzte Induktionszeit für die Rußbildung erklären. Die Verweildauer bei hohen Temperaturen hat somit auch einen signifikanten Einfluss auf den Rußertrag, was in [95] ebenfalls experimentell bestätigt wird.

Der Einfluss des Druckes auf den Rußertrag ist im Vergleich zu dem Verbrennungsluftverhältnis und der Temperatur geringer. Nach [95] erhöht ein höherer Druck die Rußbildungsgeschwindigkeit und verkürzt die Induktionszeit für die Bildung. Nach [68] nimmt der Rußvolumenbruch (Verhältnis aus Rußvolumen zum Probevolumen) im Druckbereich zwischen 10 und 100 bar linear mit steigendem Druck zu. Allerdings wird auch die Rußoxidation durch steigenden Druck begünstigt [103].

Abbildung 28 zeigt die Rußbildungsgrenzen (10 % des maximalen Rußertrages) in Abhängigkeit vom Druck nach [61]. Bei höherem Druck verschiebt sich das kritische Verbrennungsluftverhältnis leicht Richtung mager, dies bestätigen auch die Untersuchungen in [95]. Außerdem erweitern sich die Temperaturgrenzen leicht in beide Richtungen. Die Temperatur des maximalen Rußertrages wird durch den Druck nicht signifikant beeinflusst [61, 95].

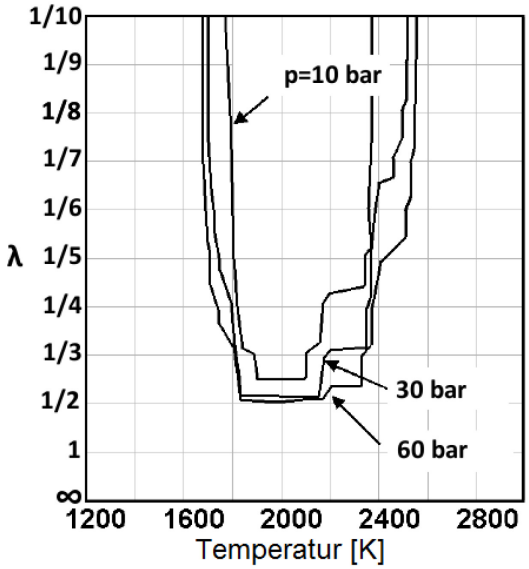

Abbildung 28: Abhängigkeit der Rußbildungsgrenze vom Druck. [61], Übersetzung durch Autor

Die zuvor beschriebenen Einflüsse beziehen sich oftmals auf rein vorgemischte Verbrennungen. Für die diffusive Verbrennung im Dieselmotor sind die Einflüsse schwieriger zu beschreiben. Zum Beispiel kommt es laut [74, 97] bei der Diffusionsverbrennung zu keiner nennenswerten Oxidation der Rußvorläufer. Somit nimmt die primäre Rußbildung mit steigender Temperatur zu [69]. Allerdings fördern hohe Temperaturen auch die Oxidation von bereits gebildeten Rußpartikeln, sobald diese magerere Verbrennungsgebiete erreichen.

2.3.1.4 Partikelminderungsmaßnahmen

Um die Partikelrohemissionen zu mindern, kann entweder die primäre Rußbildung reduziert oder die Rußoxidation gefördert werden. Die primäre Rußbildung kann durch die Vermeidung von lokal sehr fetten Verbrennungsgebieten oder eine Niedertemperaturverbrennung reduziert werden.

Eine Möglichkeit zur Reduzierung von sehr fetten Verbrennungsgebieten ist die Erhöhung des Einspritzdruckes. Durch die höhere Düsenaustrittsgeschwindigkeit werden der Strahlzerfall und die Verdampfung beschleunigt, was zu einer Abmagerung des mittleren Luftverhältnisses im Einspritzstrahl führt [106]. Durch die höhere Eindringgeschwindigkeit des Kraftstoffes verlängert sich zudem die Abhebelänge der Verbrennung [2]. Da die Verteilung des Luftverhältnisses über die Strahllänge näherungsweise konstant bleibt, wird die Rußbildung reduziert [2]. Zudem wird die Rußoxidation durch einen höheren Einspritzdruck gefördert, da eine höhere Einspritzrate zur Steigerung der Verbrennungstemperaturen führt [65]. Außerdem kann durch den höheren Strahlimpuls die Durchmischung im Brennraum durch eine verstärkte Interaktion mit der Kolbenwand gefördert werden [2]. In Summe kann durch eine Erhöhung des Einspritzdruckes die Partikel- bzw. Ruß-NO_x-Schere, wie in Abbildung 29 dargestellt, zu geringeren Werten verschoben werden.

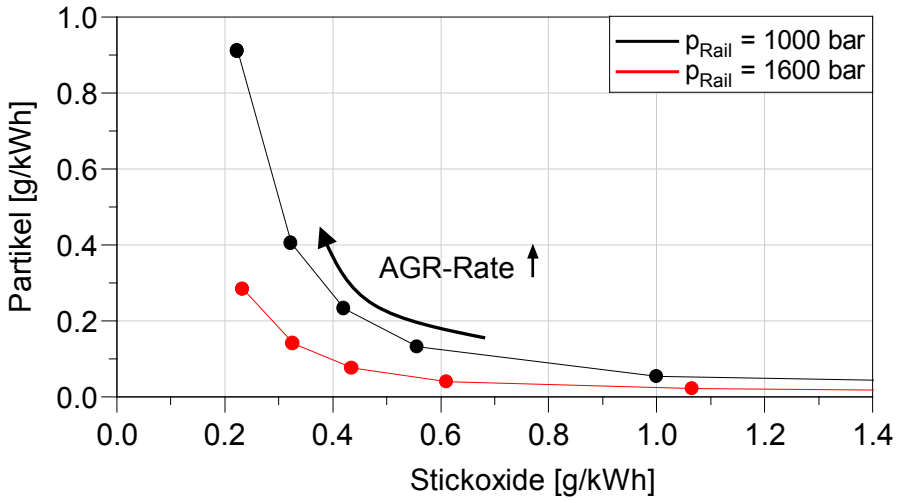

Abbildung 29: Einfluss des Einspritzdruckes auf die Partikel-NO_x-Schere.

Eine weitere Möglichkeit, die Rußbildung durch magerere Verbrennung zu reduzieren, besteht in der Erhöhung des Ladedruckes. Wird dabei die AGR-Menge in gleichem Maße erhöht, so bleibt die Sauerstoffkonzentration im Brennraum konstant, das globale Verbrennungsluftverhältnis steigt jedoch. Zwar sinkt auch die Eindringtiefe des Kraftstoffes durch die höhere Ladungsdichte, jedoch wird dieser Effekt überkompensiert. Letztendlich können die Rußemissionen reduziert werden, ohne dass es zu einem Anstieg der NO_x-Emissionen aufgrund höherer Verbrennungsspitzentemperaturen kommt. [2]

Eine geringere Rußbildung kann auch durch einen höheren Vormischanteil der Verbrennung aufgrund eines frühen Einspritzbeginns oder die Vermeidung von Voreinspritzungen erreicht werden. Beides führt jedoch zu einem höheren Verbrennungsgeräusch und teilweise zu hohen HC- und CO-Emissionen [60].

Eine weitere Möglichkeit besteht in einer fetten Niedertemperaturverbrennung. Dabei werden Verbrennungstemperaturen von über 1600 K vermieden, so dass kaum Rußvorläufer gebildet werden (siehe Abschnitt 2.3.1.1). Gleichzeitig wird so die NO_x-Bildung verhindert. Erreicht wird dies durch sehr hohe AGR-Raten. Allerdings geht dies meist mit einem starken Anstieg der HC- und CO-Emissionen einher. [61]

Um die Rußemissionen durch eine verbesserte Rußoxidation zu senken, wird primär die Verbrennungstemperatur in der Ausbrandphase erhöht. Dies kann durch eine frühere Verbrennungslage erreicht werden, wodurch jedoch die NO_x-Emissionen steigen [107]. Eine andere Möglichkeit ist die Applizierung einer Nacheinspritzung in der Ausbrandphase. Die Rußoxidation wird dabei durch den Temperaturanstieg aufgrund der zusätzlichen Wärmefreisetzung und der eingebrachten kinetischen Energie verbessert [108].

2.3.2 Stickoxidemissionen (NO_x)

Unter Stickoxiden (NO_x) werden in der Verbrennungsmotorenentwicklung in der Regel Stickstoffmonoxid (NO) und Stickstoffdioxid (NO_2) verstanden, da dies die einzigen Stickstoffoxidverbindungen sind, welche in nennenswerten Maßen bei der motorischen Verbrennung entstehen [4]. Je nach Literaturquelle werden für den NO_2-Anteil im dieselmotorischen Rohabgas unterschiedliche Werte angegeben: bis zu 15 % [4], bis 30 % [57, 66] bzw. bis zu 40 % [65]. Bei der Verbrennung wird zunächst überwiegend NO gebildet, dieses reagiert dann mit dem im Abgas vorhandenen Wasser weiter zu NO_2.

Bei der NO-Bildung wird zwischen vier Mechanismen unterschieden [2]:

- Thermisches NO (Zeldovich)
- Promptes NO (Fenimore)
- Über N_2O erzeugtes NO
- Brennstoff NO

Brennstoff NO spielt bei heutigen Dieselkraftstoffen aufgrund des verschwindend geringen Stickstoffanteils keine Rolle mehr. Die drei anderen Bildungsmechanismen werden im Folgenden erläutert.

2.3.2.1 Thermisches NO

Unter den NO-Bildungsarten ist dies die dominierende. Sie läuft hinter der Flammenfront ab [57]. Da für die Verbrennung in einem Hubkolbenmotor nur sehr wenig Zeit zur Verfügung steht, kann die NO-Konzentration nicht über das chemische Gleichgewicht bestimmt werden, sondern es muss die Reaktionskinetik berücksichtigt werden. Die Reaktionsgleichungen für das thermische NO wurden erstmals von Zeldovich beschrieben und später durch Lavoie et al. (Gl. (13)) ergänzt [109]:

$$O + N_2 \overset{k1}{\leftrightarrow} NO + N \tag{11}$$

$$N + O_2 \overset{k2}{\leftrightarrow} NO + O \tag{12}$$

$$N + OH^* \overset{k3}{\leftrightarrow} NO + H \tag{13}$$

Für die Geschwindigkeitskonstanten $k1$ bis $k3$ sind in der Literatur teils abweichende Werte zu finden. Sicher ist jedoch, dass die Konstante $k1$ deutlich kleiner als die anderen Konstanten ist. Dies ist auf die starke Dreifachbindung des molekularen Stickstoffes zurückzuführen. Da die NO-Konzentration bei der motorischen Verbrennung zudem zunächst unterhalb der Gleichgewichtskonzentration liegt, sind Gl. (11) und die Geschwindigkeitskonstante $k1$ geschwindigkeitsbestimmend für die thermische NO-Bildung [2, 110]. Die Bezeichnung „thermisches NO“ beruht auf der starken Temperaturabhängigkeit der Geschwindigkeitskonstante $k1$.

In der Ausbrandphase sinkt die Temperatur in Hubkolbenmotoren aufgrund der Expansion des Arbeitsgases sehr schnell ab. Dadurch ist die momentane NO-Konzentration ggf. höher als die Gleichgewichtskonzentration bei der vorliegenden Temperatur [2]. Die Rückreaktion von Gl. (11) läuft bei den niedrigen Temperaturen jedoch so langsam ab, dass es zu einem Einfrieren der Reaktion kommt [83]. Daher ist die Zeit bzw. die Verweildauer bei hohen Temperaturen ein zusätzlicher Einflussfaktor auf die NO_x-Emissionen.

2.3.2.2 Promptes NO (Fenimore)

Im Gegensatz zum thermischen NO wird das sogenannte prompte NO direkt in der Flammenfront gebildet. Dies wurde von Fenimore in [111] erstmals beschrieben. Nach

Fenimore wird das NO über mehrere Zwischenschritte aus Cyanwasserstoff (HCN) gebildet. Die Bildung von HCN nach Gl. (14) ist hierbei der geschwindigkeitsbestimmende Schritt [83]:

$$CH^* + N_2 \leftrightarrow HCN + N \tag{14}$$

Das Ausgangsprodukt CH* entsteht vor allem in fetten Verbrennungszonen [83]. Des Weiteren ist eine Aktivierungsenergie von 1000 K für die Reaktion nötig [2]. Die Reaktion ist deutlich schneller als der Ablauf der turbulenten Mischung, so dass die Verweildauer keinen nennenswerten Einfluss auf die Bildung hat [110]. Daher stammt auch die Bezeichnung „promptes NO“.

Neuere Untersuchungen in [112, 113] kommen zu dem Ergebnis, dass es einen zweiten Reaktionspfad gibt, welcher ggf. bevorzugt abläuft. Dabei wird NO aus dem Cyanonitren (NCN) gebildet, welches aus den gleichen Edukten wie HCN gebildet wird [2]:

$$CH^* + N_2 \leftrightarrow NCN + H \tag{15}$$

2.3.2.3 Über N_2O gebildetes NO

Bei diesem Bildungsmechanismus wird zunächst Distickstoffmonoxid (N_2O) ähnlich der ersten Zeldovich-Reaktion gebildet:

$$N_2 + O + M \leftrightarrow N_2O + M \tag{16}$$

Durch das unverändert aus der Reaktion hervorgehende dritte Molekül (M) wird die Aktivierungsenergie herabgesetzt. Diese Reaktion ist von Bedeutung, wenn die Temperatur für den Zeldovich-Mechanismus zu gering ist und ein mageres Verbrennungsluftverhältnis vorliegt, so dass nicht genügend CH* für den Prompt-NO-Mechanismus entsteht. Außerdem fördern hohe Drücke die Reaktion, da dies die Dreierreaktion begünstigt. Die NO-Bildung erfolgt schließlich durch Oxidation mit Sauerstoff: [2, 83]

$$N_2O + O \leftrightarrow 2NO \tag{17}$$

2.3.2.4 NO_x-Minderungsmaßnahmen

Da die thermische NO-Bildung der dominante Pfad bei der motorischen Verbrennung ist, zielen innermotorische Reduktionsmaßnahmen primär auf eine Senkung der Verbrennungsspitzentemperaturen ab.

Eine sehr effektive Methode ist die Rückführung von (gekühltem) Abgas. Lange Zeit war die Hochdruck-Abgasrückführung (HD-AGR), bei der das Abgas vor der Turbine

entnommen und nach dem Verdichter zurückgeführt wird, Stand der Technik (Abbildung 30 links). Durch flächendeckenden Einsatz von Dieselpartikelfiltern (DPF) wird inzwischen vermehrt auch die Niederdruck-Abgasrückführung (ND-AGR) eingesetzt. Das Abgas wird hier nach dem DPF entnommen und vor den Verdichter zurückgeführt. Im Gegensatz zur HD-AGR wird so das Abgasenthalpieangebot für die Turbine nicht reduziert und es lassen sich höhere AGR-Raten bei geringerem Abgasgegendruck erzielen.

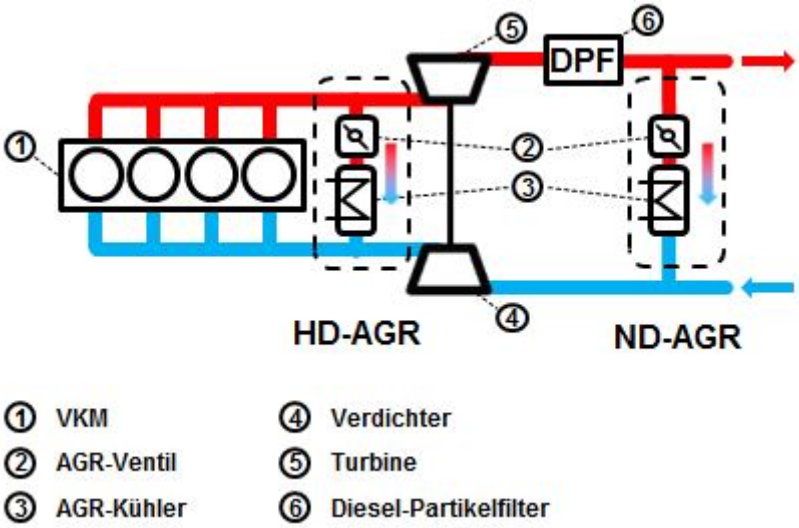

Abbildung 30: Hochdruck- und Niederdruck-Abgasrückführung.

Bei der AGR treten mehrere kühlende Effekte auf. Durch die Verdünnung der Ansaugluft sinkt zum einen die Sauerstoffkonzentration der Zylinderladung. Um die gleiche Menge an Kraftstoff zu verbrennen, muss daher ein größeres Gasvolumen von der Verbrennung erfasst werden. Dadurch muss mehr Inertgas in Form von N_2 und CO_2 mit erwärmt werden, so dass die Verbrennungstemperatur sinkt. Außerdem beinhaltet das rückgeführte Abgas eine erhöhte Konzentration von H_2O (dampfförmig oder flüssig) und CO_2. Diese dreiatomigen Gase weisen aufgrund ihrer höheren Anzahl von Freiheitsgraden (f) nach Gl. (18) einen geringeren Isentropenexponenten (κ) als zweiatomige Gase wie N_2 oder O_2 auf. [2, 114, 115]

$$\kappa = \frac{f+2}{f} \tag{18}$$

Bei Molekülen treten neben der Translation auch Rotations- und Schwingungszustände auf, welche bei höheren Temperaturen angeregt werden und bei niedrigen Temperaturen einfrieren [115]. Dies führt dazu, dass der Isentropenexponent bei dreiatomigen Gasen

mit steigender Temperatur stärker abnimmt und die spezifischen Wärmekapazitäten stärker zunehmen als bei zweiatomigen Gasen, was den Effekt der AGR noch verstärkt. Die spezifische Wärmekapazität von H_2O ist zudem grundsätzlich deutlich größer als die der anderen Komponenten [116], was die Verbrennungstemperaturen weiter senkt.

Die Verbrennungstemperaturen und somit die NO_x-Emissionen können außerdem durch eine Verschiebung der Verbrennung deutlich hinter den oberen Totpunkt gesenkt werden. Durch die zunehmende Expansion des Arbeitsgases durch den Kolben sinken die Temperaturen. Dies geht jedoch mit einem Anstieg des Kraftstoffverbrauchs einher, da die Verbrennung stärker von der thermodynamisch günstigen Gleichraumverbrennung abweicht [57].

Weitere Möglichkeiten zur NO_x-Minderung sind die Kühlung der Ansaugluft durch Ladeluft- und AGR-Kühlung sowie eine Verringerung des effektiven Verdichtungsverhältnisses durch sehr frühes oder spätes Schließen der Einlassventile (Miller-/Atkinsonverfahren) [117].

2.3.3 Kohlenmonoxidemissionen (CO)

Kohlenmonoxid ist ein Zwischenprodukt, welches grundsätzlich bei der Oxidation von Kohlenwasserstoffen entsteht. Bei einer vollständigen Verbrennung wird es weiter zu Kohlendioxid oxidiert, wobei ca. 45 % der im Brennstoff enthaltenen Wärme freigesetzt wird [2]. Die Oxidation von CO erfolgt in erster Linie durch OH* nach Gl. (19) [66]:

$$CO + OH^* \leftrightarrow CO_2 + H \tag{19}$$

Die Reaktionsgeschwindigkeit von Gl. (19) ist deutlich geringer als die von Kohlenwasserstoffen mit OH* [118]. Daher erfolgt die CO-Oxidation hauptsächlich erst im Anschluss an die HC-Oxidation [2]. Bei unterstöchiometrischer Verbrennung nimmt die CO-Konzentration stark zu, da hier die CO-Oxidation in Konkurrenz zur H_2-Oxidation abläuft, für die ebenfalls OH* benötigt wird [110]. Im Gegensatz zur H_2-Oxidation läuft die CO-Oxidation (Gl. (19)) jedoch kinetisch kontrolliert ab und die Geschwindigkeit sinkt mit fallender Temperatur stark [110].

Bei überstöchiometrischen Luftverhältnissen laufen die Reaktionen nicht mehr in Konkurrenz ab und die CO-Konzentration ist gering. Bei sehr magerem Gemisch steigt die CO-Konzentration jedoch wieder leicht an [2]. Hier ist die Verbrennung so kalt, dass

die Oxidation immer langsamer abläuft und schließlich einfriert [110]. Die Verweildauer bei hohen Temperaturen ist somit auch für die Kohlenmonoxidemissionen ein Einflussfaktor. Entstehen kann dieses sogenannte Mager-CO z. B. bei einem langen Zündverzug und großer Ladungsbewegung, wodurch das Gemisch vor Brennbeginn stark abmagert. In der daraus resultierenden kalten Verbrennung läuft die CO-Oxidation dann nur sehr langsam ab, so dass diese vor Brennende eventuell nicht vollständig abgeschlossen ist.

Eine Möglichkeit, die Kohlenmonoxidemissionen bei Dieselmotoren zu senken, ist, Verbrennungsgebiete mit starkem Luftmangel zu vermeiden. Die Maßnahmen decken sich teilweise mit denen der Partikelminderungsmaßnahmen (Abschnitt 2.3.1.4): Erhöhung des Einspritzdruckes für eine bessere Gemischhomogenisierung oder Erhöhung des Ladedruckes (ergänzende AGR) zur Erhöhung des Verbrennungsluftverhältnisses. Darüber hinaus kann Mager-CO vermieden werden, wenn lange Zündverzugszeiten, z. B. durch Erhöhung der Ansauglufttemperatur, vermieden werden. Höhere Verbrennungstemperaturen fördern grundsätzlich die CO-Oxidation, so dass es zu keinem frühzeitigen Einfrieren der Reaktion während der Expansion kommt. [2, 57]

2.3.4 Kohlenwasserstoffemissionen (HC)

Kohlenwasserstoffe, welche im Abgas eines Verbrennungsmotors vorkommen, sind überwiegend Bestandteile des Kraftstoffes, welche gar nicht oder nur teilweise oxidiert wurden. Wird der Kraftstoff nur teilweise oxidiert, so können verschiedenste Komponenten im Abgas verbleiben. Vom Gesetzgeber limitiert ist jedoch nur die Gesamtheit aller HC-Verbindungen. [2]

Bei Sauerstoffmangel kann der Kraftstoff naturgemäß nicht vollständig oxidiert werden, so dass es zu einem starken Anstieg der HC-Konzentration bei $\lambda_V < 1$ kommt [57]. Bei der dieselmotorischen Verbrennung ist dies im Strahlkern der Fall. In der Regel werden diese teiloxidierten Komponenten jedoch bei Erreichen von magereren Verbrennungsgebieten vollständig oxidiert. Voraussetzung ist jedoch, dass das Temperaturniveau noch ausreichend hoch ist. Daher sind die HC-Emissionen im unteren Teillastbereich oft hoch, da die Oxidation durch den Temperaturabfall während der Expansion frühzeitig abbricht. [2]

Ähnlich wie bei den Kohlenmonoxidemissionen können HC-Emissionen bei $\lambda_V > 1$ im äußeren Bereich des Sprays entstehen, wenn das Gemisch so stark abgemagert ist, dass es außerhalb der Zündgrenzen liegt [2]. Zudem können HC-Verbindungen verbleiben, wenn es zu einer lokalen Löschung der Flamme z. B. in kalten Spalten oder durch Streckung bei hoher Turbulenz kommt [110]. Bei klassischen Dieselbrennverfahren mit heterogener Verbrennung gelangt jedoch nur wenig Kraftsoff in Spalten wie den Feuersteg.

Eine weitere Quelle der HC-Emissionen ist an der Wand angelagerter Kraftstoff [2]. Insbesondere in Betriebspunkten mit geringen Verbrennungs- und Wandtemperaturen verdampft der Kraftstoff dann nicht mehr oder so spät, dass er nicht mehr oxidiert werden kann.

Als Hauptquelle für die HC-Emissionen im Dieselmotor wird in der Regel das Sackloch des Injektors gesehen (siehe Abschnitt 2.2.1.2) [65]. Auch nach Schließen der Düsennadel befindet sich hier noch Kraftstoff. Da die Düse durch die Kraftstoffkühlung vergleichsweise kalt ist, dampft der Kraftstoff nur langsam aus. Ist das Temperaturniveau im Brennraum dann bereits zu gering, kann der Kraftstoff nicht mehr oxidiert werden.

2.4 Verbrennung

2.4.1 Zündverzug und Entflammung

Zwischen dem hydraulischen Beginn der Kraftstoffeinspritzung und dem Beginn der Verbrennung besteht ein zeitlicher Versatz, welcher den Zündverzug darstellt. Beim Dieselbrennverfahren wird zwischen einem physikalischen und einem chemischen Anteil des Zündverzuges unterschieden. Diese können teilweise parallel ablaufen. Der physikalische Zündverzug beschreibt die Zeitspanne vom Einspritzbeginn bis zum Vorliegen eines zündfähigen Gemisches. [66] Die in dieser Zeit ablaufenden Gemischbildungsprozesse wurden bereits im Abschnitt 2.2.2 beschrieben. Der chemische Zündverzug beschreibt die Zeit ab dem Vorliegen eines zündfähigen Gemisches bis zur Selbstzündung. Die Definition des Zündzeitpunktes bzw. Brennbeginns erfolgt bei Verbrennungsmotoren auf unterschiedliche Weise. Teilweise wird der erste messbare Druckanstieg durch die Verbrennung bzw. der erste Anstieg im berechneten Brennverlauf oder das Auftreten von erster elektromagnetischer Strahlung in Form von Chemilumineszenz einzelner Radikale verwendet. Der Zündvorgang an sich ist bei der motorischen Verbrennung ein Kettenprozess [2]. Je nach Druck und Temperatur verläuft der Zündvorgang, wie in Abbildung 31 zu sehen ist, ein- oder mehrstufig ab.

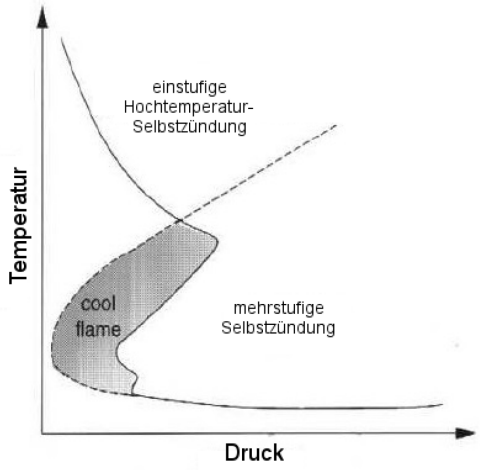

Abbildung 31: Zündung in Abhängigkeit von Druck und Temperatur. Nach [119] aus [34], Übersetzung durch Autor

Der einstufige Prozess wird oft auch als Hochtemperaturentflammung bezeichnet. Die Grenztemperatur liegt hier bei ca. 1100 K [2]. Die entscheidende Kettenverzweigungsreaktion der Hochtemperaturentflammung lautet [83]:

$$H^* + O_2 \leftrightarrow O^* + OH^* \tag{20}$$

Da die Kompressionsendtemperaturen bei Verbrennungsmotoren üblicherweise unterhalb von 1000 K liegen [2], laufen die ersten Zündungen mehrstufig ab (Abbildung 32).

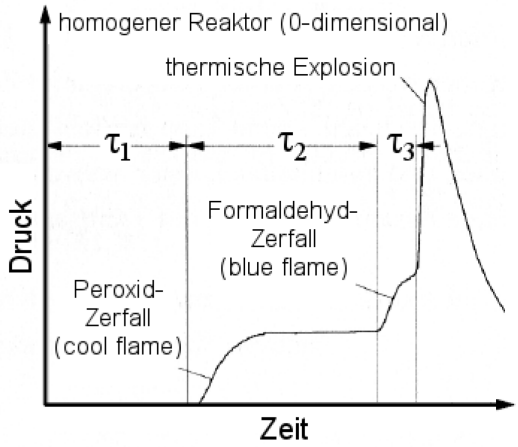

Abbildung 32: Mehrstufige Zündung von Kohlenwasserstoffverbindungen. Nach [119] aus [34], Übersetzung durch Autor

In der ersten Phase τ_1 laufen bei Temperaturen unterhalb von ca. 900 K Kettenverzweigungsreaktionen ab, bei denen verschiedene Peroxidmoleküle und Hydroxylradikale entstehen [2, 83]. Die Peroxide zerfallen nach einer gewissen Zeit in einer exothermen Reaktion wieder, was den Beginn der zweiten Phase τ_2 darstellt. Während dieser ersten Zündstufe wird Formaldehyd (Methanal = CH_2O) gebildet, welches für die Strahlung der sogenannten „cool flame“ verantwortlich ist [120]. Die Temperaturerhöhung der Niedertemperaturentflammung und ggf. eine weitere Kompression führen zu einer Verschiebung des Gleichgewichtes in Gl. (21) zugunsten der Rückreaktion.

$$R^* + O_2 \leftrightarrow ROO^* \tag{21}$$

Dadurch können die nachfolgenden Kettenverzweigungsreaktionen nicht mehr ablaufen und es werden nicht mehr genügend Radikale gebildet (degenerative Kettenverzweigung) [2]. Die Folge ist eine zweite Zündverzugszeit. Bei Erreichen einer druckabhängigen Temperatur von ca. 1000 K wird die zweite Zündung durch Zerfall des Formaldehyds eingeleitet (τ_3) [119]. Die Strahlung der auch „blue flame“ genannten Verbrennung wird hauptsächlich durch CH- und HCO-Radikale erzeugt [120]. Außerdem wer-

den größere Mengen an CO gebildet [2, 34]. Dieses wird dann nach der Zeit $\tau_3$weiter oxidiert.

Die Länge des gesamten Zündverzuges wird durch den herrschenden Druck, die Temperatur und das vorliegende Verbrennungsluftverhältnis beeinflusst. Abbildung 33 zeigt den Einfluss von Druck und Temperatur auf den Zündverzug von n-Heptan anhand von Versuchen im Stoßwellenrohr sowie Berechnungen. Grundsätzlich verkürzt sich die Zündverzugszeit mit steigender Temperatur. Der zweistufige Zündprozess mit der degenerativen Kettenverzweigung führt jedoch zu einem negativen Temperaturkoeffizienten (NTC) bei mittleren Temperaturen [2, 83]. Mit steigendem Druck verkürzt sich der Zündverzug ebenfalls, da durch höhere Spezieskonzentrationen die Reaktionsgeschwindigkeiten zunehmen [34]. Zusätzlich verschiebt sich der NTC-Bereich zu höheren Temperaturen.

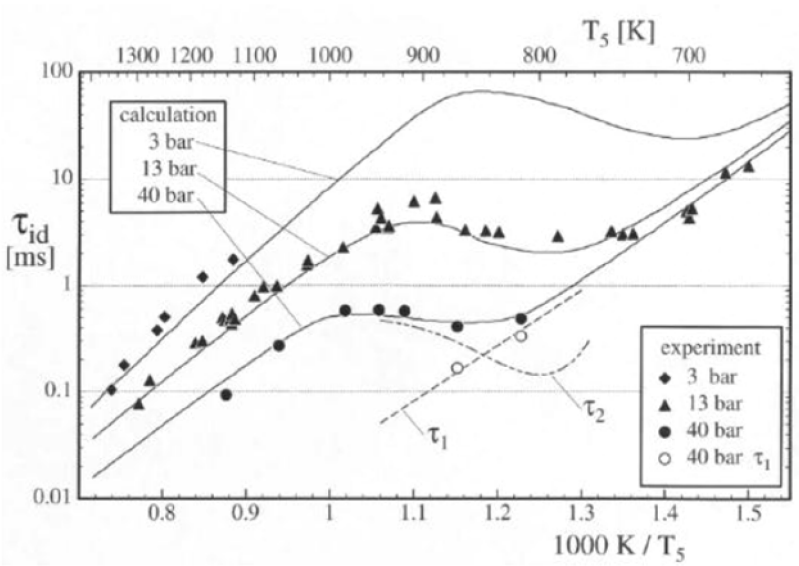

Abbildung 33: Zündverzugszeit von n-Heptan in Abhängigkeit von Druck und Temperatur [34].

Durch ein geringeres Verbrennungsluftverhältnis verkürzt sich der Zündverzug ebenfalls, da sich die Alkylperoxydkonzentration erhöht und in der Folge mehr Radikale während der mehrstufigen Entflammung gebildet werden. Der Einfluss des Verbrennungsluftverhältnisses ist vor allem im mittleren Temperaturbereich groß, im unteren ist er dagegen gering [34].

2.4.2 Dieselmotorischer Verbrennungsablauf

Die dieselmotorische Verbrennung lässt sich in mehrere Phasen einteilen, wie im Brennverlauf eines Teillastbetriebspunktes (p_{me} = 7 bar) in Abbildung 34 zu sehen. Die Selbstzündung findet bevorzugt in Gebieten leicht fetten bis stöchiometrischen Gemisches statt [34, 121]. Damit beginnt die Phase der initial vorgemischten Verbrennung (1). Während dieser Phase wird vor allem der Kraftstoff umgesetzt, welcher bereits während des Zündverzuges eingespritzt wurde. Dieser Kraftstoff hatte Zeit, ein teilhomogenes Gemisch mit der Luft zu bilden, welches nach [122] aber eher im fetten Bereich anzusiedeln ist.

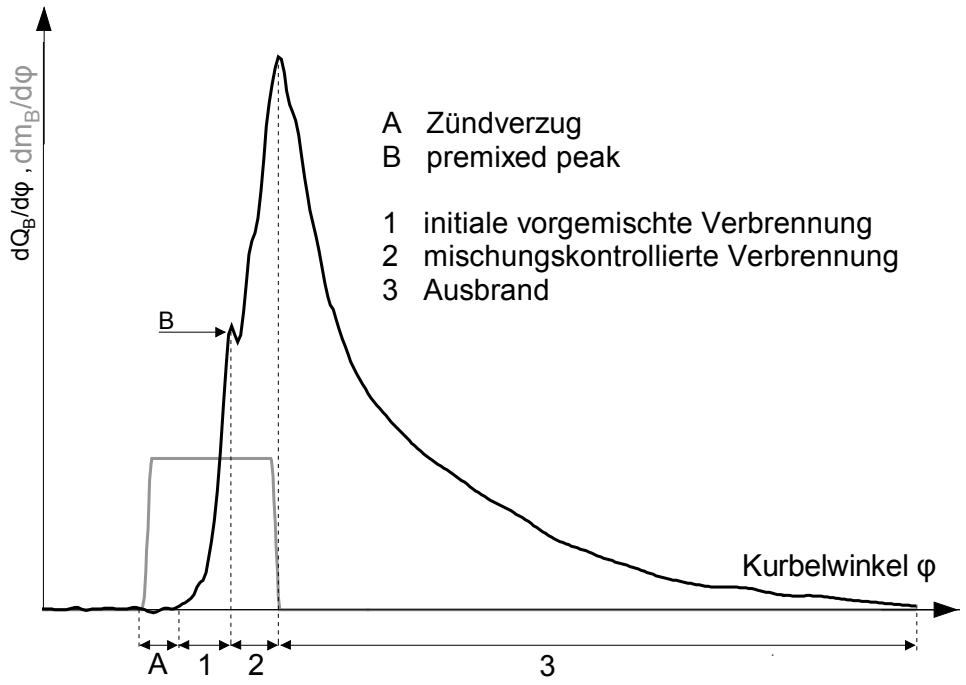

Abbildung 34: Phasen der dieselmotorischen Verbrennung am Beispiel mittlerer Teillast.

Die Selbstzündung im Dieselmotor findet an vielen Stellen gleichzeitig statt [122] und die Geschwindigkeit der vorgemischten Verbrennung ist nur durch die Geschwindigkeit der chemischen Reaktion begrenzt [2]. Daher weist die initial vorgemischte Verbrennung eine hohe Umsetzungsrate auf, was sich in einem (lokalen) Maximum (B) zu Beginn des Brennverlaufs widerspiegelt, welcher auch als „premixed peak“ bezeichnet wird. Diese hohe Umsetzungsrate verursacht einen steilen Gradienten im Zylinderdruckverlauf, welcher maßgeblich zur Stärke des Verbrennungsgeräusches beiträgt. Das Verbrennungsgeräusch nimmt daher mit der Zündverzugszeit bzw. der während des Zündverzuges eingespritzten Kraftstoffmenge zu. Eine Möglichkeit, den Zündverzug

der Hauptverbrennung und somit das Geräusch zu reduzieren, ist eine Vorkonditionierung des Brennraumes mittels einer oder mehrerer Voreinspritzungen. Wie in Abbildung 35 zu sehen ist, kann der Anteil an vorgemischter Verbrennung so deutlich reduziert werden und der maximal auftretende Zylinderdruckgradient wird in diesem Beispiel mehr als halbiert.

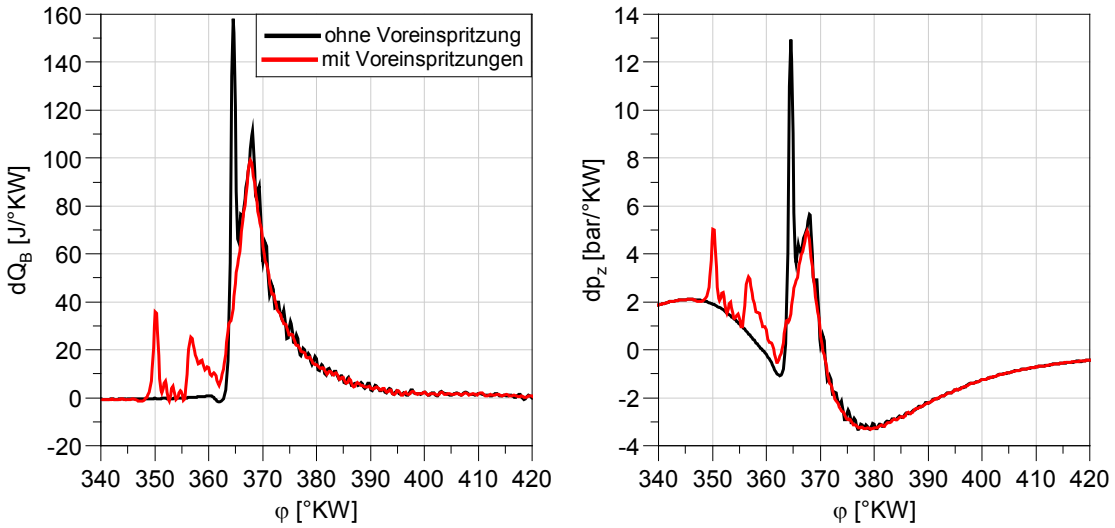

Abbildung 35: Vergleich einer Verbrennung mit Vorkonditionierung gegen ohne Vorkonditionierung.

Die zweite Phase der Dieselverbrennung ist die mischungskontrollierte Phase (2). Gemischbildung und Verbrennung finden hier gleichzeitig statt [2]. Die Brennrate wird durch die turbulenten Mischungsvorgänge zwischen Kraftstoff und Arbeitsgas bestimmt, da sie langsamer ablaufen als die chemischen Prozesse [110]. Die Turbulenz wird in dieser Phase in erster Linie durch den Einspritzvorgang erzeugt.

Abbildung 36 zeigt die von [122] und [123] entwickelte Modellvorstellung eines brennenden Diesel-Einspritzstrahles.

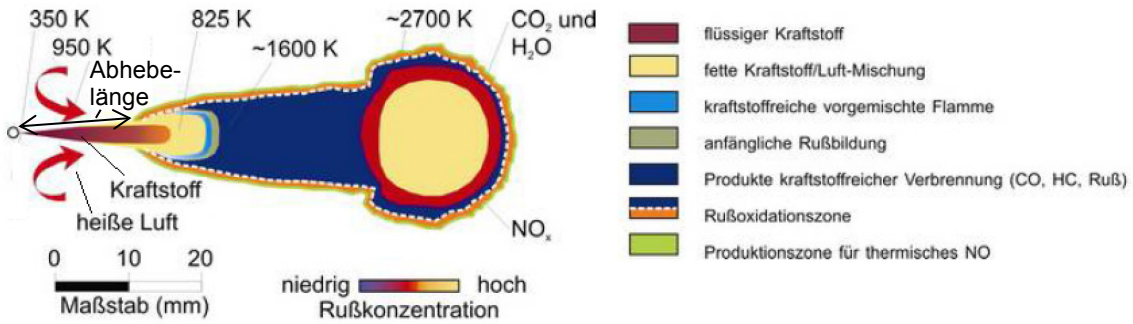

Abbildung 36: Modellvorstellung eines brennenden Freistrahles. Nach [122, 123] aus [124]

Insbesondere bei Pkw-Motoren ist zu beachten, dass dieses Modell nur teilweise zutrifft, da es hier zu einer Interaktion der Verbrennung mit der Brennraumwand kommt (siehe Abschnitt 2.4.4). An den Rändern des vorderen Teils des flüssigen Kraftstoffstrahles und im Bereich vor der flüssigen Phase befindet sich ein Gebiet mit dampfförmigem Kraftstoff-Luft-Gemisch. Dieses entsteht durch den Eintrag heißer Brennraumluft in den Kraftstoffstrahl. Das Luftverhältnis beträgt dort $\lambda_V \approx 0{,}25$ [122]. Der Wärmeeintrag aus der Verbrennung im Bereich des Flammenabhubs (siehe Abschnitt 2.4.3) sowie der Brennraumluft führt dazu, dass die Temperatur im vorderen dampfförmigen Kraftstoff-Luft-Gemisch so weit ansteigt, dass erste Reaktionen stattfinden. Stromabwärts steigt die Temperatur weiter an und es bildet sich ein Gebiet der fetten, vorgemischten Verbrennung, wo u. a. C_2H_2, C_2H_4, C_3H_3 und CO entstehen [123]. Die Temperatur steigt dadurch bis auf ca. 1600 K. Dieses Temperaturniveau bildet in Kombination mit den kurzen Kohlenwasserstoffverbindungen und dem Luftmangel optimale Voraussetzungen für die Bildung von Rußvorläufern (siehe Abschnitt 2.3.1.1). Tatsächlich lassen sich in diesem Bereich die ersten Rußpartikel nachweisen, die bei ihrem Weg stromabwärts anwachsen [122]. Im Inneren der Fackel befinden sich nun die teiloxidierten Produkte der fetten Verbrennung (CO, HC, Ruß). Da der anfangs im Strahl vorhanden Sauerstoff im Bereich der vorgemischten Verbrennung fast vollständig aufgebraucht wurde, können diese Produkte erst vollständig oxidiert werden, wenn sie den Rand der Fackel erreichen. Durch den Lufteintrag aus der Umgebung bildet sich um die gesamte Fackel ein Rand mit diffusiver und nahezu stöchiometrischer Verbrennung [122]. Je nach Sauerstoffkonzentration in der Umgebung führt dies zu Verbrennungstemperaturen von bis zu 2700 K [123]. Insbesondere der Großteil des zunächst gebildeten CO wird in dieser Zone oxidiert, so dass die Kohlenmonoxidemissionen bei Dieselmotoren generell auf einem sehr niedrigen Niveau sind [65]. Auf der luftzugewandten Seite dieser Diffusionsverbrennung führen die hohe Temperatur und ein Luftüberschuss jedoch zur Bildung von NO.

Sobald der gesamte Kraftstoff eingespritzt und von der Verbrennung erfasst ist, beginnt der Ausbrand (3). Im Brennverlauf ist dies meist durch eine Abnahme der Rate ersichtlich, da die Gemischbildungsenergie aus der Einspritzung fehlt. Der Ausbrand wird teilweise auch als reaktionskinetisch kontrollierte Verbrennung bezeichnet, auch wenn die Mischungsprozesse noch anhalten. In der Ausbrandphase gibt es Gebiete mit teiloxidierten Produkten der fetten Verbrennung, welche von einer Diffusionsverbrennung umgeben sind. Während dieser Phase werden über 90 % des zuvor gebildeten Rußes

wieder oxidiert. Durch die anhaltende Verbrennung steigen die Temperaturen zu Beginn des Ausbrandes noch an. Durch die zunehmende Expansion des Arbeitsgases sinkt die Temperatur dann aber schnell ab. Die chemischen Reaktionen verlangsamen sich und die Verbrennung verläuft zunehmend reaktionskinetisch kontrolliert. [2]

2.4.3 Flammenabhub (Lift-Off)

Als Flammenabhub wird die erste stabile Flamme am Einspritzstrahl bezeichnet. Diese wird üblicherweise anhand der OH-Chemilumineszenz (siehe Abschnitt 2.5.1 und 4.2.4.2) detektiert [32, 125]. Die axiale Distanz vom Düsenaustritt bis zum Flammenabhub wird als Abhebelänge bezeichnet (siehe Abbildung 36) [2]. Die Abhebelänge und der Lufteintrag in das Spray bis zum Flammenabhub haben einen großen Einfluss auf die Rußbildung. Wie im Abschnitt 2.3.3 gesehen, beginnt die Rußbildung in einem Gebiet fetter vorgemischter Verbrennung stromaufwärts der flüssigen Einspritzphase. Je mehr Luft bis zum Flammenabhub in das Spray eingetragen ist, desto magerer ist diese Verbrennungszone und entsprechend weniger Rußbildung ist zu erwarten.

In [32, 41, 126] wurden verschiedene Einflussgrößen auf die Abhebelänge an einem Freistrahl in ruhiger Umgebung untersucht. Demnach vergrößert sich die Abhebelänge bei folgenden Randbedingungen:

- Steigendem Einspritzdruck
- Sinkender Sauerstoffkonzentration des Umgebungsgases
- Sinkender Gastemperatur
- Sinkendem Gasdruck
- Sinkender Gasdichte
- Größerem Spritzlochdurchmesser

Abbildung 37 zeigt den Einfluss des Spritzlochdurchmessers, der Gastemperatur und der Gasdichte auf die Abhebelänge. Bei kleineren Spritzlochdurchmessern nimmt die Abhebelänge und somit auch der absolute Lufteintrag geringfügig ab. Trotzdem führen kleinere Spritzlochdurchmesser in der Regel zu geringeren Rußemissionen. Entscheidend ist hier nicht der absolute Lufteintrag, sondern der Lufteintrag im Verhältnis zur eingespritzten Kraftstoffmenge. Der Kraftstoffmassenstrom sinkt durch die Verkleinerung der Spritzlöcher deutlich stärker als der Lufteintrag. Der relative Lufteintrag bis

zum Flammenabhub nimmt demnach bei kleineren Spritzlöchern deutlich zu. Dies wird auch durch Messungen in [20] bestätigt.

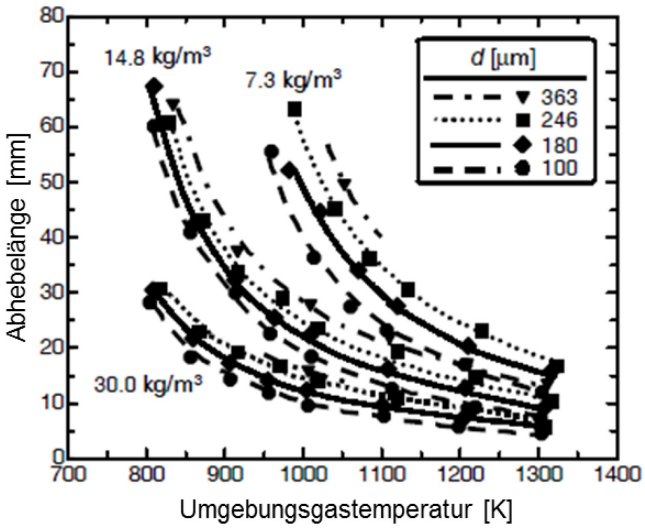

Abbildung 37 Abhebelänge in Abhängigkeit von Gastemperatur, Gasdichte und Spritzlochdurchmesser. [41], Übersetzung durch Autor

Abbildung 38 verdeutlicht diesen Zusammenhang anhand des Anteils an eingetragener Luft im Verhältnis zu der für eine stöchiometrische Verbrennung benötigten Luftmenge an der Stelle des Flammenabhubs, basierend auf einem Berechnungsansatz aus [127] und [41].

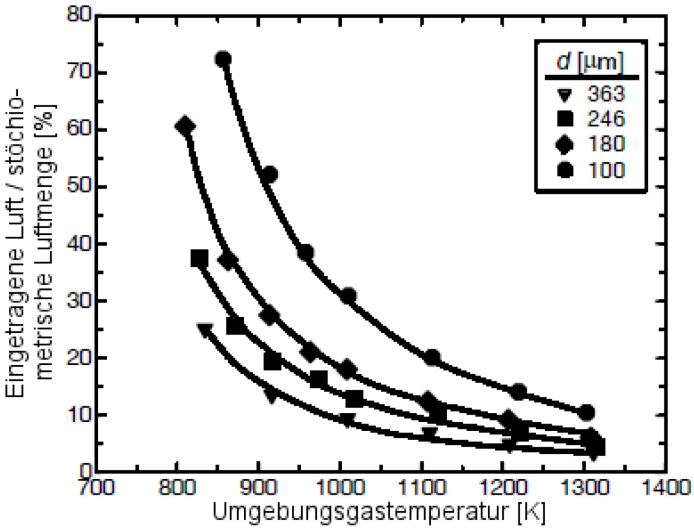

Abbildung 38: Eingetragene Luft im Verhältnis zur stöchiometrischen Luftmenge in Abhängigkeit von Spritzlochdurchmesser und Gastemperatur. [41], Übersetzung durch Autor

Von den oben genannten Einflussparametern auf die Abhebelänge führen außerdem ein höherer Einspritzdruck und eine geringere Gastemperatur zu einem höheren relativen Lufteintrag.

Als einfacher Indikator für den relativen Lufteintrag in das Spray kann außerdem das Verhältnis von Abhebelänge zur flüssigen Eindringtiefe genutzt werden [41]. Je größer dieses Verhältnis, umso höher ist der zu erwartende relative Lufteintrag. Im Extremfall kann die Abhebelänge auch größer als die flüssige Eindringtiefe sein, so dass Verdampfung und Verbrennung ohne gegenseitige Beeinflussung ablaufen.

2.4.4 Wandinteraktion

Bei Pkw-Motoren mit ihren vergleichsweise geringen Bohrungsdurchmessern hat die Brennraumwand einen entscheidenden Einfluss auf Gemischbildung und Verbrennung. Trifft der Kraftstoff flüssig oder dampfförmig auf die Wand, so wird er abgelenkt und es bilden sich sogenannte Wall-Jets aus. Bei senkrechtem Wandauftritt bildet sich der Wall-Jet rotationssymmetrisch aus [128]. Abbildung 39 zeigt die Bildung der Wall-Jets als Modellvorstellung (links) bzw. Streulichtaufnahme (rechts).

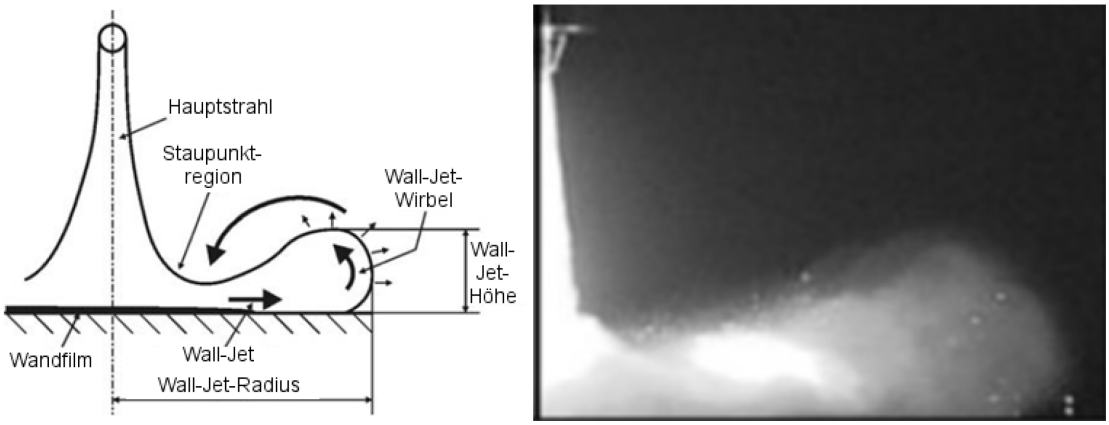

Abbildung 39: Wall-Jet Modellvorstellung und Streulichtaufnahme. [27, 129], übersetzt durch Autor

An der Spitze des Wall-Jets entstehen Wirbel, da der Kraftstoff durch das Umgebungsgas abgebremst und den nachfolgenden schnelleren Kraftstoff nach oben abgelenkt wird [128]. Durch den Wall-Jet und dessen Wirbel wird der Lufteintrag in das Spray im Vergleich zum Freistrahl erhöht [39, 128]. Nach Untersuchungen mit einem planen Wall-Jet kann die Verbrennung dadurch rußärmer ablaufen als bei einem Freistrahl [130]. Ein weiterer möglicher Einflussfaktor ergibt sich aus dem Wärmeübergang zwischen Ver-

brennung und Brennraumwand. Bei sehr hohen Wandtemperaturen kann sich der Zündort aus dem Strahl an die Wand verlagern [34].

Bei Pkw-Dieselmotoren findet die Wandinteraktion vor allem an der Kolbenoberfläche statt. Die Interaktion mit einer omegaförmig ausgeführten Kolbenmulde ist in Abbildung 40 schematisch dargestellt. Es bilden sich sowohl Wall-Jets in radialer Richtung (Abbildung 40 links) als auch in Umfangsrichtung aus (Abbildung 40 rechts). In radialer Richtung werden Gemisch und Verbrennung teilweise zurück in Richtung Brennraummitte und teilweise in den Quetschspalt gelenkt. Für die Aufteilung sind der Strahlauftreffpunkt und -winkel von entscheidender Bedeutung [21, 34]. Diese ergeben sich aus dem Höhenwinkel der Spritzlöcher, der Höhenlage der Einspritzdüse sowie dem Einspritzzeitpunkt.

Durch das Rückströmen in Richtung Brennraummitte wird die Lufterfassung der Verbrennung erhöht. Dies kann zu einer schnelleren und magereren Verbrennung mit geringeren Rußemissionen führen [23, 39, 131, 132]. Andererseits kann die rückströmende Verbrennung die Abhebelänge verkürzen und somit zu höherer Rußbildung führen [130].

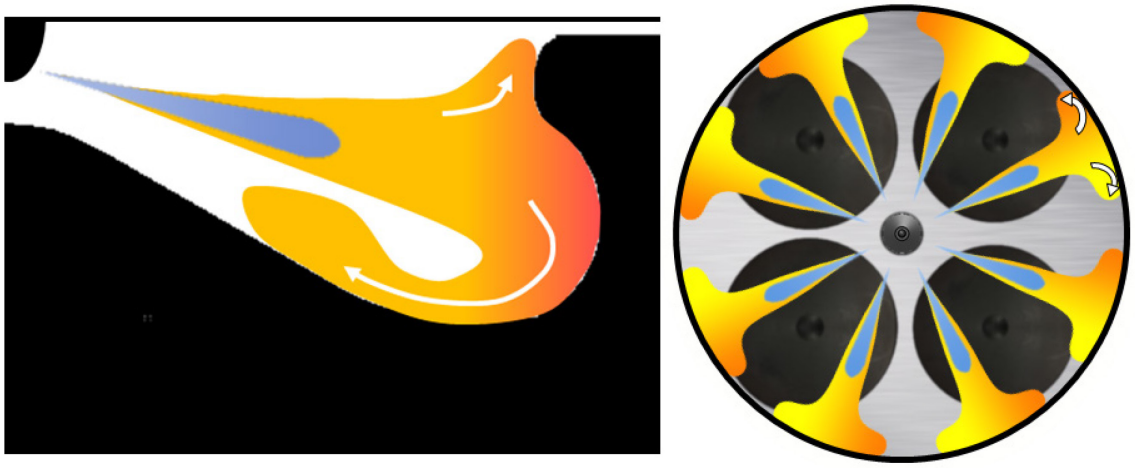

Abbildung 40: Wandinteraktion der Verbrennung bei einer omegaförmigen Kolbenmulde.

Bei der Ausbildung der Verbrennung in Umfangsrichtung kann es zu einer Überlappung der Wall-Jets benachbarter Einspritzstrahlen kommen. Dies kann zu sehr fetten Verbrennungsgebieten mit hohem Rußbildungspotential führen [39]. Ein weiterer negativer Effekt der Wandinteraktion ist die mögliche Bildung eines Kraftstofffilmes, wodurch die Ruß- und HC-Emissionen zunehmen können [133, 134].

2.5 Elektromagnetische Strahlung der Verbrennung

Die Verbrennung von Kohlenwasserstoffverbindungen in Motoren wird von der Emission elektromagnetischer Strahlung in verschiedensten Wellenlängenbereichen begleitet. Dieses Eigenleuchten kann sich für die Verbrennungsdiagnostik zunutze gemacht werden. Bei der Flammenemissionsspektroskopie wird zwischen Strahlung, welche von einer Gasphase ausgeht, und Strahlung, welche von Festkörpern ausgeht, unterschieden. Das Eigenleuchten einer Gasphase entsteht durch chemische Reaktionen. Dieses Phänomen wird im Allgemeinen als Chemilumineszenz bezeichnet. Bei der Emission von Festkörpern wie Ruß handelt es sich dagegen um thermische Strahlung, welche auch als Schwarzkörperstrahlung bezeichnet wird.

2.5.1 Chemilumineszenz

Die Chemilumineszenz tritt bei exothermen chemischen Reaktionen auf. Hierbei kann bei der Reaktion freigesetzte Energie kurzfristig von Molekülen gespeichert werden, indem Elektronen auf ein höheres Energieniveau gehoben werden [115, 135]. Aus diesem energetisch instabilen Zustand fallen die Elektronen nach kurzer Zeit direkt oder indirekt über weitere Energieniveaus wieder auf ihr Grundniveau zurück. Entsprechend den Regeln der Quantenmechanik und dem Bohrschen Atommodell kann dies unter Emission von Photonen mit einer der Energiedifferenz entsprechenden Wellenlänge geschehen (spontane Emission) [115, 136]. Die möglichen Energieniveaus der Elektronen sind charakteristisch für jedes Molekül [115]. Somit hat die Chemilumineszenz jedes Moleküls ein charakteristisches Bandenspektrum.

Bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffverbindungen entsteht Chemilumineszenz vor allem durch die Radikale CH*, C_2*, OH* und CO_2* [135, 137]. Bei dreiatomigen Gasen ist eine Vielzahl von elektronischen Zuständen möglich, so dass sich ein breitbandiges Chemilumineszenz-Spektrum ergibt. Die begrenzte Anzahl der Zustände bei zweiatomigen Gasen führt dagegen zu einem Bandenspektrum [135]. Abbildung 41 zeigt die Bandenspektren der Chemilumineszenz von OH*, CH* und C_2* und deren Superposition durch das breitbandige Spektrum von CO_2* für eine Methanflamme.

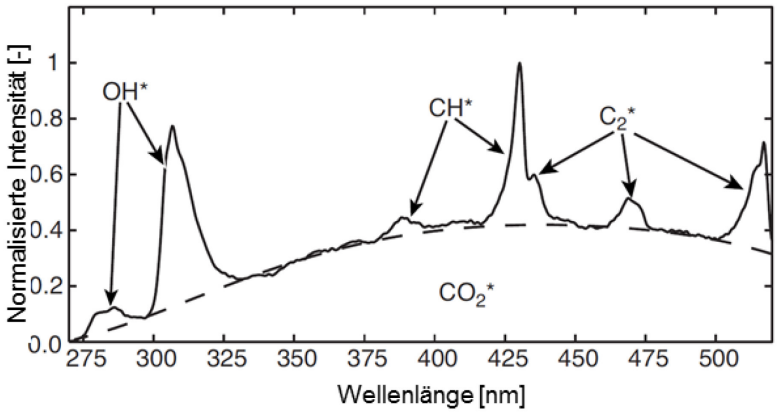

Abbildung 41: Chemilumineszenz-Spektrum einer stöchiometrischen, vorgemischten Methanflamme. [137]

2.5.2 Thermische Strahlung von Festkörpern

Jeder Festkörper, dessen Temperatur oberhalb des absoluten Nullpunktes liegt, sendet thermische Strahlung aus. Die Emission geschieht in Form von elektromagnetischen Wellen oder nach der Quantentheorie in Form von Photonen. Wie bei der Chemilumineszenz wird die Emission dadurch verursacht, dass Atome oder Moleküle des Festkörpers von einem angeregten Zustand in einen Zustand niedrigerer Energie übergehen. Die Anregung ist hier jedoch rein thermisch durch die Körpertemperatur verursacht und nicht durch eine chemische Reaktion. [138]

Aufgrund der dichten Anordnung von unterschiedlichen Molekülen und deren gegenseitiger Beeinflussung senden Festkörper ein kontinuierliches Spektrum aus [139]. Neben der Temperatur hängt die Ausstrahlung eines Körpers auch von dessen Zusammensetzung ab. Das mögliche Spektrum reicht theoretisch vom Bereich der Röntgenstrahlung bis in den Mikrowellenbereich. Diese Bereiche werden aber nur bei extremen Temperaturen erreicht [138]. Für die bei der motorischen Verbrennung auftretenden Temperaturen reichen die Spektren vom ultravioletten bis infraroten Wellenlängenbereich.

Die spezifische spektrale Ausstrahlung eines schwarzen Körpers ($M_{\lambda S}$) kann mithilfe des Planck‘schen Strahlungsgesetzes beschrieben werden [140, 141]. Ein schwarzer Körper ist ein idealer Strahler, der dadurch definiert ist, dass er alle auf ihn treffende Strahlung absorbiert. Seine spezifische spektrale Strahldichte ($L_{\lambda S}$) ist eine Funktion der Temperatur und Wellenlänge [138]. Da es sich außerdem um einen vollkommen diffusen Strahler (Lambert-Strahler) handelt, kann die spezifische spektrale Ausstrahlung

durch Multiplikation der Strahldichte mit der Kreiszahl π und dem kel Ω_0 berechnet werden [142]:

$$M_{\lambda S}(\lambda, T) = \pi\, \Omega_0\, L_{\lambda S}(\lambda, T) = \frac{c_1}{\lambda^5 (e^{c_2/(\lambda T)} - 1)} \tag{22}$$

Die spezifische spektrale Strahldichte eines schwarzen Körpers berechnet sich demnach zu:

$$L_{\lambda S}(\lambda, T) = \frac{c_1}{\pi\, \Omega_0 \lambda^5 (e^{c_2/(\lambda T)} - 1)} \tag{23}$$

Die Konstanten c_1 und c_2 beinhalten u. a. die Lichtgeschwindigkeit, das Planck'sche Wirkungsquantum [143] und die Boltzmann-Konstante und sind in der internationalen Temperaturskala (ITS-90) zu $c_1 = 3{,}741832 \cdot 10^{-16} Wm^2$ und $c_2 = 1{,}4388 \cdot 10^{-2} mK$ festgelegt [142].

Abbildung 42 zeigt die Strahldichte eines schwarzen Körpers als Funktion der Temperatur und der Wellenlänge. Im für Verbrennungsmotoren relevanten Temperaturbereich bis 2800 K [60] liegt der Großteil der Strahlung im infraroten Wellenlängenbereich. Sie reicht aber vor allem bei höheren Temperaturen über den sichtbaren bis in den ultravioletten Bereich.

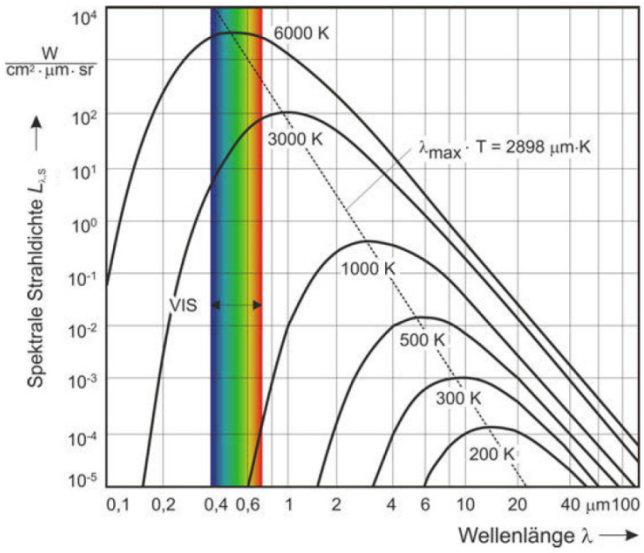

Abbildung 42: Spektrale Strahldichte eines schwarzen Strahlers als Funktion von Temperatur und Wellenlänge. [142]

Reale Strahler zeigen jedoch ein von schwarzen Strahlern abweichendes Verhalten. Sie reflektieren und transmittieren einen Teil der auf sie treffenden Strahlung. Ihre Ausstrahlung ist somit stets geringer als die des schwarzen Strahlers. Mithilfe des Kirchhoff'schen Gesetzes (Emissionsgrad ist gleich Absorptionsgrad) lässt sich ein Emissionsgrad ε definieren, so dass die Ausstrahlung eines realen Körpers aus der Ausstrahlung eines schwarzen Körpers gleicher Temperatur berechnet werden kann [138]. Der Emissionsgrad ist eine Materialkonstante und ändert sich mit Temperatur und Wellenlänge. Für Näherungsrechnungen wird teilweise ein „grauer Strahler" definiert, wobei die Wellenlängenabhängigkeit des Emissionsgrades vernachlässigt wird [138]. Des Weiteren lässt sich eine spektrale Ausstrahlung $M_{\lambda,S}(\lambda, T_S)$ definieren. Dabei ist T_S die sogenannte Schwarzkörpertemperatur, die ein schwarzer Strahler annehmen müsste, um bei der Wellenlänge die gleiche Ausstrahlung wie der reale Strahler zu emittieren:

$$M_\lambda(\lambda, T) = \varepsilon(\lambda, T) \cdot M_{\lambda,S}(\lambda, T) = M_{\lambda,S}(\lambda, T_S) \tag{24}$$

2.6 Forschungsergebnisse zu innovativen Düsenlochkonfigurationen

Die hier vorgestellten Forschungsergebnisse beschränken sich auf Dieseleinspritzdüsen mit sehr hohen Spritzlochanzahlen oder unterschiedlichen Spritzlochdurchmessern für Pkw-Anwendungen und deren Auswirkungen auf Partikel- und Stickoxidemissionen.

In [144] werden Düsen mit neun bzw. 24 Spritzlöchern, welche symmetrisch auf zwei Lochreihen verteilt sind, an einem Transparentmotor untersucht. Bei der 9-Lochdüse weisen die Lochkreise zudem unterschiedliche Spritzlochdurchmesser von 115 µm bzw. 128 µm auf. Die Spritzlochdurchmesser der 24-Lochdüse betragen jeweils 74 µm. Die Autoren präsentieren keine quantitativen Emissionsergebnisse. Es wird lediglich davon berichtet, dass es mit der 9- und 24-Lochdüse im Vergleich zu konventionellen 5- oder 6-Lochdüsen zu einer erhöhten Rußbildung während der Haupteinspritzung kommt. Ursächlich ist laut den Autoren die stärkere räumliche Verteilung der Vorverbrennung, so dass das Spray der Haupteinspritzungen in bereits brennendes Gemisch trifft.

In [145] wurden Einspritzdüsen mit sechs, zwölf und 18 Spritzlöchern bei mittlerer Teillast und einem stark vorgemischten Niedertemperaturbrennverfahren untersucht. Die Düsen haben einen niedrigen hydraulischen Durchfluss von 265 cm³/30s bei Spritzlochdurchmessern zwischen 70 µm und 120 µm. Außerdem wurde das Drallniveau variiert. Es wird berichtet, dass die Erhöhung der Spritzlochanzahl in den überwiegenden Fällen zu einem deutlichen Anstieg der Partikelemissionen führt. Lediglich für den Fall ohne Drallströmung und den Übergang von sechs auf zwölf Spritzlöcher wird eine leichte Reduktion der Emissionen festgestellt. Ursächlich für den Anstieg der Partikelemissionen mit der Spritzlochanzahl sind aus Sicht der Autoren die Interaktion benachbarter Spraykeulen sowie eine zu geringe Strahleindringtiefe. Beides führt zu verschlechterten Rußoxidationsbedingungen in der zweiten Hälfte der Verbrennung.

In [146] wurden Einspritzdüsen mit HD = 390 cm³/30s und bis zu 14 Spritzlöchern untersucht, welche auf zwei Lochreihen verteilt sind. Durch unterschiedliche Höhenwinkel sind die Lochreihen zueinander divergierend angeordnet, so dass sich gleiche Strahlauftreffpunkte ergeben. Es wurde eine 14-Lochdüse untersucht, bei der die jeweils sieben Spritzlöcher der beiden Lochreihen direkt übereinander angeordnet sind (ohne Verdrehung). Außerdem wurde eine 10-Lochdüse untersucht, bei der die Spritzlöcher insgesamt symmetrisch über den Umfang angeordnet sind. Die Emissionen werden anhand

eines Teillastschnittes bei n = 2000 min^{-1} bewertet. Für beide Konzepte wird von einer geringeren AGR-Verträglichkeit gegenüber einer konventionellen 7-Lochdüse berichtet. Die NO_x-Emissionen steigen bei konstant gehaltenen Partikelemissionen um 60 % an. In weiterführenden Untersuchungen [147] wurde der Einfluss geringer Verdrehwinkel der Lochkreise der 14-Lochdüse untersucht. Dabei wurde bei Verdrehung eine Verschlechterung der NO_x-/Partikelemissionen festgestellt. Zurückgeführt wird dies auf eine Reduktion des Strahlimpulses, da sich die sonst ineinander liegenden Strahlkegel separieren. Außerdem wurden verschiedene Kolbenmuldenvarinten untersucht. Für einen vergrößerten Muldendurchmesser werden Emissionsvorteile der 14-Lochdüse (ohne Verdrehung) gegenüber der konventionellen 7-Lochdüse gezeigt. Allerdings liegen die Emissionen immer noch höher als beim Ausgangsbrennverfahren. Laut den Autoren ist dies auf eine Verringerung der Strahl-Wand-Interaktion zurückzuführen.

In [148] wird für eine konventionelle 12-Lochdüse bei mittlerer Teillast (p_{me} = 13,5 bar) eine Reduktion der Partikel- und NO_x-Emissionen um 40 % im Vergleich zu einer 6-Lochdüse gezeigt. Die 12-Lochdüse hat kleinere Spritzlochdurchmesser als die 6-Lochdüse, aber einen größeren hydraulischen Durchfluss. Die Emissionsvorteile werden auf eine höhere Lufterfassung und – trotz eines geringeren Strahlimpulses – auf ein höheres Niveau an kinetischer Energie und somit eine magerere Verbrennung zurückgeführt. Bei Volllast ergeben sich dagegen höhere Partikelemissionen durch eine geringere Luftausnutzung. Ebenfalls wurden dort 12-Lochdüsen mit zwei Lochkreisen und direkt übereinander angeordneten Spritzlöchern in divergenter und konvergenter Ausrichtung untersucht. Beide Düsen zeigen bei Teillast und bei Volllast ein schlechteres Emissionsverhalten als die konventionelle 12-Lochdüse. Die divergente Varinte weist auch Nachteile gegenüber der 6-Lochdüse auf, da sich die Spraykegelwinkel verkleinern, was nachteilige Effekte bei der Strahl-Wand-Interaktion und Lufterfassung nach sich zieht.

In [36] werden verschiedenste Einspritzdüsen mit zwei Lochreihen untersucht. Die Düsen haben eine Spritzlochanzahl von bis zu 16 bei hydraulischen Durchflüssen zwischen 370 cm^3/30s und 465 cm^3/30s. Für eine 12-Lochdüse und eine 16-Lochdüse mit symmetrisch über den Umfang verteilten Spritzlöchern sowie gleichen Spritzlochdurchmessern und Strahlauftreffpunkten der Lochreihen wird von einer Zunahme der Emissionen in der Teillast (p_{mi} = 15 bar) berichtet. Im Vergleich zu einer konventionellen Düse mit acht Spritzlöchern und einem ca. 20 % geringeren hydraulischen Durchfluss kommt es zu einem Anstieg der NO_x-Emissionen um 20 % bzw. 40 % bei konstanten Partikel-

emissionen. Ursächlich sind laut dem Autor die Interaktion benachbarter Einspritzstrahlen und ein geringerer Strahlimpuls, welcher zu einem geringeren Niveau an globaler kinetischer Energie und einer geringeren Lufterfassung im Muldenbereich führt. Insgesamt ergeben sich so deutliche Nachteile für die Rußoxidation. Bei niedriger Teillast zeigen die Düsen dagegen keine Unterschiede bezüglich der Partikelemissionen. Des Weiteren wurden 10- und 12-Lochdüse mit symmetrischer und divergierender Spritzlochanordnung, aber unterschiedlichem Lochdurchmesser untersucht. Aufgrund der verschiedenen Durchmesser kann die Interaktion benachbarter Einspritzstrahlen verringert werden. Außerdem kann durch den höheren Strahlimpuls der großen Löcher die Lufterfassung verbessert werden. Bei mittlerer und hoher Teillast (p_{mi} = 10..15 bar) wird daher gegenüber Düsen mit gleicher Lochanzahl, aber identischen Spritzlochdurchmessern eine Reduktion der NO_x-Emissionen bei konstanten Partikelemissionen gezeigt. Gegenüber einer 8-Lochdüse ergeben sich jedoch noch Emissionsnachteile.

In [10] und [149] wird eine Düse mit 16 Spritzlöchern mit jeweils 80 µm Durchmesser verwendet. Das primäre Ziel der Untersuchungen ist eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs durch verringerte Wandwärmeverluste. Daher wird die Düse in Kombination mit einer weit offenen Kolbenmulde und einem viel geringeren Drallniveau eingesetzt. In Kombination mit einer stark vorgemischten Verbrennung werden für verschiedene Teillastbetriebspunkte Emissionsvorteile gezeigt. Um bei Volllast keine Emissionsnachteile zu erhalten, muss jedoch das Verdichtungsverhältnis abgesenkt werden, um eine frühere Verbrennungsschwerpunktlage zu ermöglichen.

In [150] wird eine Düse mit 14 Spritzlöchern verteilt auf zwei Lochreihen und einem hydraulischen Durchfluss von 430 cm³/30s vorgestellt. Die Löcher der beiden Reihen sind ohne Verdrehung übereinander angeordnet und divergierend ausgerichtet. Durch eine zweiteilige Düsennadel wird im unteren Lastbereich nur eine Lochreihe freigegeben, während bei höheren Lasten über beide Lochreihen eingespritzt wird. Letztendlich handelt es sich im unteren Lastbereich damit um eine 7-Lochdüse mit stark reduzierten Spritzlochdurchmessern. Durch die bessere Gemischhomogenisierung können die Partikelemissionen bei mittlerer Teillast daher reduziert werden.

In [44] wird eine 10-Lochdüse mit kurzen Spritzlöchern vorgestellt. Damit kann die Sprayeindringtiefe bei kleinen Einspritzmengen reduziert werden. Durch die wandfernere Verbrennung kann der Kraftstoffverbrauch bei p_{me} = 3 bar und p_{me} = 9 bar gesenkt waren. Allerdings kommt es zu einem leichten Anstieg der Partikelemissionen.

3 Motivation und Zielstellung

Ziel dieser Arbeit ist die Reduktion der Rußemissionen durch den Einsatz von Einspritzdüsen mit innovativen Düsenlochkonfigurationen. Die Konfigurationen zielen darauf ab, die Lufterfassung während der mischungskontrollierten Verbrennung zu erhöhen und durch eine lokal magerere Verbrennung die primäre Rußbildung zu verringern. Von den geometrischen Parametern der Einspritzdüse haben der Spritzlochdurchmesser und die Spritzlochanzahl den größten Einfluss auf das Brennverfahren. Daher liegen diese Parameter bei den untersuchten Düsenlochkonfigurationen im Fokus. Darüber hinaus werden auch die Konizität und der Höhenwinkel der Spritzlöcher variiert.

Bei konventionellen Dieselbrennverfahren ist das Drallniveau bei niedrigen Motordrehzahlen meist zu gering, um die Bereiche zwischen den Einspritzstrahlen während der mischungskontrollierten Verbrennung vollständig zu erfassen. Abbildung 43 zeigt die theoretische Verwehung für ein Brennverfahren mit acht Spritzlöchern. Aufgrund der hohen Düsenaustrittsgeschwindigkeit und der viel höheren Dichte ist für die Flüssigphase keine signifikante Verwehung zu erwarten. Vereinfacht wird daher davon ausgegangen, dass sich die Dampfphase von der Strahlmittelachse in Drallrichtung ausbreitet.

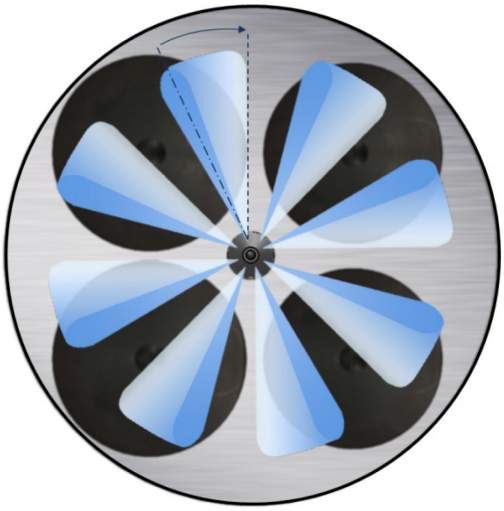

Abbildung 43: Theoretische Einspritzstrahlverwehung mit einer 8-Lochdüse.

Unter der Annahme einer Motordrehzahl von 1200 min^{-1}, einem typischen Drallniveau von DZ = 3 und einer typischen Einspritzdauer von 1 ms ergibt sich eine theoretische, maximale Verwehung des eingespritzten Kraftstoffes von 21,6 °. Es wird deutlich, dass

hier noch Potenzial zur Erhöhung der Lufterfassung durch eine Steigerung der Spritzlochanzahl besteht.

Durch eine Verringerung des Spritzlochdurchmessers kann ebenfalls eine lokal magerere Verbrennung erzeugt werden. Die Kraftstofftröpfchen werden kleiner und der Kraftstoff verdampft schneller (siehe Abschnitt 2.2.3.1). Durch die schnellere Verdampfung nimmt auch der Lufteintrag in das Spray im Verhältnis zur eingespritzten Kraftstoffmenge bis zur Stelle des Flammenabhubs zu (siehe Abschnitt 2.4.3). Letztendlich kann so die Rußbildung reduziert werden. Abbildung 44 verdeutlicht dies anhand des Einflusses des Spritzlochdurchmessers (D_{SL}) auf die Partikel-NO_x-Schere bei mittlerer Teillast für drei Düsen mit jeweils acht Spritzlöchern.

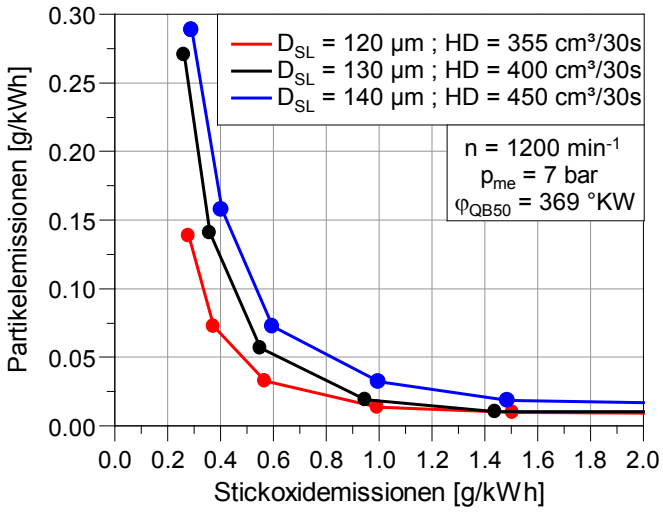

Abbildung 44: Einfluss des Spritzlochdurchmessers auf die Partikel-NO_x-Schere.

Die Verkleinerung des Durchmessers geht bei konstanter Spritzlochanzahl mit einer Reduktion des effektiven Strömungsquerschnittes und somit des hydraulischen Durchflusses (HD) einher. Dies muss durch eine längere Einspritzdauer oder einen höheren Einspritzdruck kompensiert werden. Eine längere Einspritzdauer kann zu einer verlängerten Brenndauer führen. Eine längere Brenndauer kann bei höheren Lasten wiederum zu Emissionsnachteilen führen. Eine Erhöhung des Kraftstoffdruckes geht grundsätzlich zulasten des Kraftstoffverbrauchs und ist nicht in unbegrenztem Maße möglich.

Eine Erhöhung der Spritzlochanzahl bei gleichzeitiger Reduktion der Durchmesser verspricht folglich ein großes Potenzial zur Verringerung der Rußbildung. Wird für sehr kleine Spritzlöcher von einem Strahlkegelwinkel der Flüssigphase von 8° ausgegangen

(siehe Abbildung 12), so ist unter den genannten Randbedingungen eine Erhöhung der Spritzlochanzahl auf 14 ohne Überdrallen möglich ($14 \cdot (8°/2 + 21{,}6°) = 358{,}4°$). Unter qualitativer Berücksichtigung zusätzlicher radialer und tangentialer Geschwindigkeitskomponenten, welche durch den Einspritzvorgang und den Impulsaustausch mit dem Umgebungsgas entstehen, ergibt sich für die Verbrennung mit einer 14-Lochdüse eine Modellvorstellung gemäß Abbildung 45.

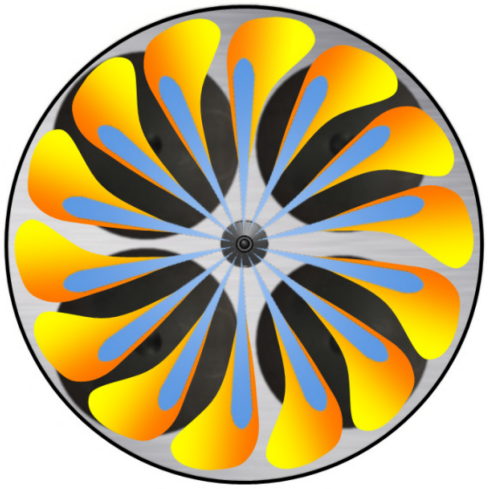

Abbildung 45: Modellvorstellung der Verbrennung mit 14-Lochdüse bei mittlerer Teillast.

Bei längeren Einspritzdauern oder höherer Drehzahl ist auf der Basis dieser stark vereinfachten Berechnung mit einem Überdrallen bei 14-Spritzlöchern zu rechnen. In der Realität sind deutliche Abweichungen zu erwarten, da Verdampfungsprozesse und die Überlagerung der kinetischen Energie aus der Drallströmung und der Einspritzung genauer zu berücksichtigen sind. Durch die Verbrennung ist zudem mit einer Veränderung der lokalen Strömungsverhältnisse zu rechnen. Somit ist nicht eindeutig zu beantworten, ab wann es zu einer Überwehung benachbarter Einspritzstrahlen kommt.

Diese Frage und die möglichen Auswirkungen durch veränderte Strahlimpulse sollen im Rahmen der vorliegenden Arbeit anhand einer Einspritzdüse mit 14 sehr kleinen Spritzlöchern untersucht werden. Die Düse wird zunächst durch Messungen an einem konventionellen Einzylindermotor hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs und der Schadstoffemissionen bewertet. Anschließend werden Gemischbildung und Verbrennung an einem Einzylindermotor mit optischem Zugang genauer analysiert. Die so gewonnenen Erkenntnisse können ggf. dazu genutzt werden, eine optimierte Düsenlochkonfiguration zu definieren und diese erneut an den Einzylinderaggregaten zu untersuchen.

4 Methodik

In diesem Kapitel werden die Versuchsträger, die Messtechnik und die Messverfahren beschrieben, die im Rahmen dieser Arbeit eingesetzt wurden. Die durchgeführten Messungen teilen sich auf zwei Düsenchargen auf. Die erste Düsencharge wurde zunächst an einem konventionellen Einzylindermotor (Emissionsmotor) vermessen, um diese hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen zu bewerten. Im Anschluss wurden die Düsen in einem ausgewählten Messpunkt am Transparentmotor untersucht, welcher einen optischen Zugang durch den Kolbenboden aufweist. Mittels Hochgeschwindigkeitsaufnahmen und unterschiedlicher Messverfahren wurden so die Gemischbildung und Verbrennung analysiert. Emissions- und Kraftstoffverbrauchsmessungen sind am Transparentmotor aufgrund der kurzen Betriebsdauer nicht möglich.

Auf der Grundlage der auf diese Weise gewonnenen Erkenntnisse wurden für die zweite Düsencharge neue Lochkonfigurationen definiert. Die weiterentwickelten Düsen wurden ausschließlich am Emissionsmotor vermessen. Für die zweite Düsencharge wurde eine andere Injektorbauart als für die erste Charge verwendet. Aufgrund der konstruktiven Unterschiede der Injektoren und daraus resultierenden Abweichungen in der Applikation der Voreinspritzungen sind die Ergebnisse der beiden Düsenchargen nicht direkt miteinander vergleichbar.

4.1 Versuchsaufbau

4.1.1 Motorprüfstand und Standardmesstechnik

Die Motorversuche wurden am Einzylinder-Prüfstand des Fachgebietes Fahrzeugantriebe der TU Berlin durchgeführt. Dieser Prüfstand ermöglicht eine externe Konditionierung aller Betriebsmedien des Motors. Als Belastungseinrichtung dient eine Gleichstrommaschine.

Abbildung 46 zeigt die Luftstrecke des Prüfstandes mit den Druck- und Temperaturmessstellen. Der Motor wird mit getrockneter Luft aus der zentralen Druckluftversorgung des Fachgebietes fremdaufgeladen. Der Ladedruck wird mittels eines pneumati-

schen Ventils auf einen frei wählbaren Wert geregelt. Um die Messgüte der Luftmassenmessung zu erhöhen, befindet sich ein zweites Regelventil in der Ansaugluftstrecke.

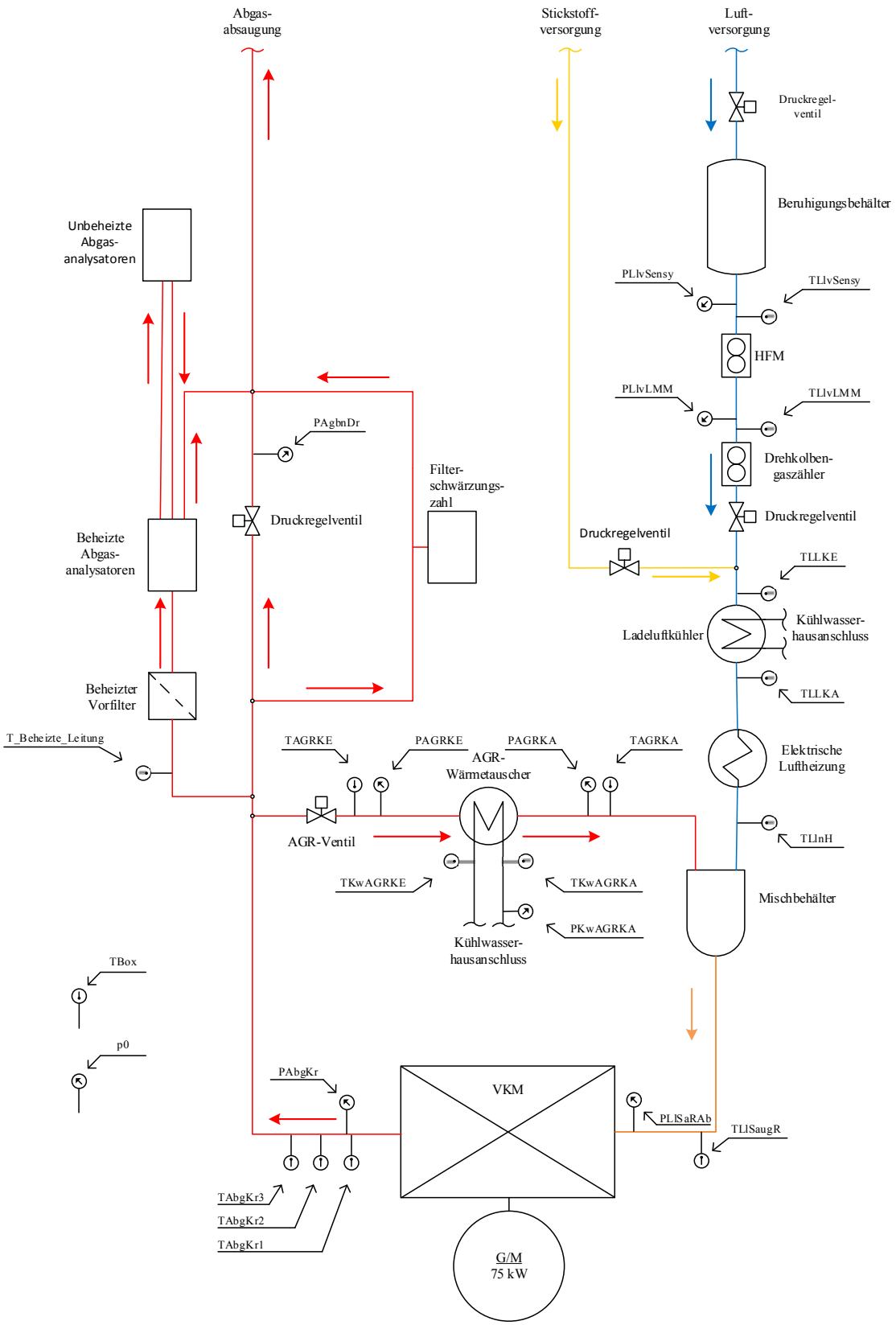

Abbildung 46: Luftstrecke des Einzylinder-Prüfstandes.

Das zweite Ventil sorgt für ein höheres Druckniveau im Bereich der Luftmassenmessung, wodurch ein Rückströmen durch Pulsationen vermieden wird. Zwischen den beiden Ventilen befindet sich zudem ein Beruhigungsbehälter mit 250 l Volumen. Die Ladeluft kann elektrisch beheizt und über einen Luft-Wasser-Wärmetauscher gekühlt werde. Die Regelung der Abgasrückführung am Emissionsmotor erfolgt über ein weiteres Stellventil. Das rückgeführte Abgas wird in einem Wärmetauscher gekühlt und über einen Mischungsbehälter der Ansaugluft zugeführt. Für den Betrieb des Transparentmotors gibt es eine Stickstoffversorgung (gelb). Der Stickstoff kann der Ansaugluft noch vor der Temperaturkonditionierung über ein Druckregelventil zugemischt werden. Damit kann die Sauerstoffkonzentration der Ansaugluft auf einen gewünschten Wert geregelt werden, ohne Abgas rückzuführen. Der Abgasgegendruck wird ebenfalls über ein Ventil auf einen konstanten Wert geregelt.

Die Steuerung und Regelung der Prüfstandsperipherie erfolgt mit einem Programm, welches am Fachgebiet Fahrzeugantriebe in der Entwicklungsumgebung LabVIEW der Firma National Instruments entwickelt wurde.

Als Kraftstoffsystem dient ein Common-Rail-System. Niederdruckseitig wird die Kraftstofftemperatur mit einer Konditioniereinheit konstant gehalten. Die Kraftstoffhochdruckerzeugung erfolgt in einer externen Einheit unabhängig vom Verbrennungsmotor. Die Einheit enthält eine Hochdruckpumpe der Firma Bosch Typ CP4, welche durch einen Elektromotor mit einer konstanten Drehzahl angetrieben wird. Der Hochdruckpumpe ist ein großvolumiger Hochdruckspeicher nachgeschaltet. In Kombination mit einem verbrennungsmotorfernen Druckregelventil können so die Einflüsse von Druckschwankungen auf die Einspritzrate minimiert werden. An den Verbrennungsmotoren ist ein weiteres Hochdruckrail verbaut, in dem sich auch der Drucksensor für die Druckregelung befindet. An der Hochdruckleitung zum Injektor ist zudem ein piezoresistiver Drucksensor angebracht.

Als Motorsteuergerät kommt ein IAV FI^{2RE} zum Einsatz. Dieses übernimmt die Injektor- und Drallklappenansteuerung sowie die Regelung des Kraftstoffhochdruckes. Mithilfe einer TRA-Karte wird das Gerät auch zur Erfassung der hochaufgelösten Messdaten (Indizierung) genutzt. Dabei erfolgt ebenfalls eine Auswertung des Zylinderdrucksignals hinsichtlich der Verbrennungsschwerpunktlage und des indizierten Mitteldruckes. Die Software dazu entspricht der des IAV Indicar und übernimmt auch die Berechnung des Verbrennungsgeräusches (Noise) aus dem Zylinderdrucksignal. Bei

den Versuchen am Transparentmotor übernimmt das FI^{2RE} zudem die initiale Triggerung des Kamerasystems. Die darüber hinaus an diesem Prüfstand eingesetzte Standardmesstechnik ist in der Tabelle 1 aufgeführt.

Tabelle 1: Standardmesstechnik des Einzylinder-Prüfstandes.

Messgröße	Messverfahren und Gerät
Druck	Piezoresistive Sensoren: BD Sensors Typ DMP 331, Firma Druck Typ PTX 620
Temperatur	Widerstandthermometer PT100: Reckmann Klasse 1/3 B Thermoelemente Typ K: Firma Omega
Kraftstoffmassenstrom	Berechnung nach Brettschneider [151] aus Abgasanalyse; Kraftstoffwaage: AVL 733S
Luftmassenstrom	Heißfilm-Anemometer: ABB SensyFlow FMT700 Drehkolbengaszähler: Elster RVG
Schadstoffkonzentration Abgas	Horiba MEXA 7170 DEGR AVL Smokemeter 415SE
Drehmoment	Messnabe: Dr. Staiger, Mohilo + Co GmbH Typ FE
Zylinderdruckindizierung	Piezoelektrischer Drucksensor: Kistler 6041A
Niederdruckindizierung	Piezoresistive Absolutdrucksensoren: Kistler 4045A5 (Saugseite), Kistler 4075A10 (Abgasseite)
Leitungsdruck Kraftstoff	Piezoresistiver Absolutdrucksensor: Kistler 4067C3000

4.1.2 Einzylinder-Emissionsmotor

Das Brennverfahren des Einzylinder-Emissionsmotors (Abbildung 47) entspricht im Wesentlichen dem Vierzylindermotor OM 651 DE 22 LA [152] der Daimler AG.

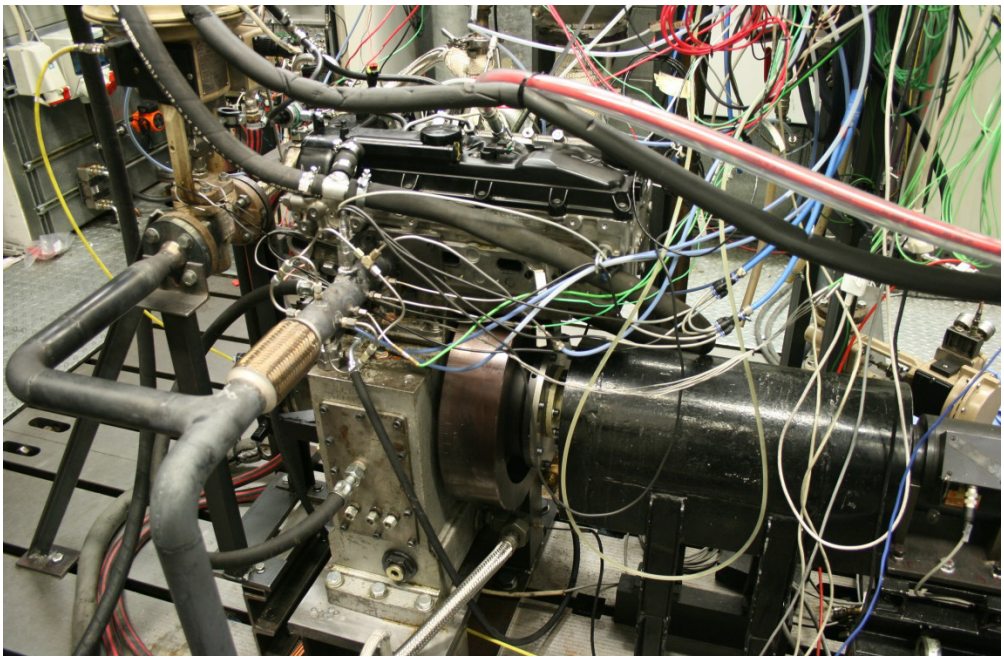

Abbildung 47: Einzylinder-Emissionsmotor im Prüfstand.

Die geometrischen Kenndaten des Motors sind der Tabelle 2 zu entnehmen. Die Abmaße des Kolbens entsprechen ebenfalls dem Serienmotor. Der verwendete Zylinderkopf und das Saugrohr stammen genauso vom Vollmotor. Im Zylinderkopf sind die Kanäle für Zylinder 2 bis 4 verschlossen. Die Einlasskanäle des Kopfes sind als Spiralkanal bzw. Tangentialkanal ausgeführt.

Tabelle 2: Geometrische Kenndaten des Einzylinder-Emissionsmotors.

Hub	[mm]	99
Bohrung	[mm]	83
Zylinderhubvolumen	[cm³]	536
Verdichtungsverhältnis	[-]	16,2
Pleuellänge	[mm]	143,6
Anzahl Ventile	[-]	4

Der Ventilsitz des Spiralkanals ist darüber hinaus mit einer Fase zur Sitzdrallerzeugung bei geringen Ventilhüben versehen. Das Saugrohr verfügt über die Einlasskanalabschaltung (EKAS) des Serienmotors. Durch Schließen der Klappe im Spiralkanal kann das Drallniveau bei geringen Motordrehzahlen erhöht werden.

4.1.3 Einzylinder-Transparentmotor

Der verwendete Transparentmotor wurde von IAV entwickelt und gebaut. Das Konzept des Motors entspricht in seinen Grundzügen dem von Bowditch [153], verfügt jedoch über einen zweiten optischen Zugang durch einen Glasring im oberen Zylinderbereich (Abbildung 48). Der Kolben ist verlängert und geschlitzt ausgeführt. Dadurch kann ein Spiegel im Kolben positioniert werden, welcher eine Beobachtung des Brennraumes durch ein Quarzglasfenster im Kolbenboden erlaubt. Der untere Zylinder dient lediglich als Führung für den Kolben.

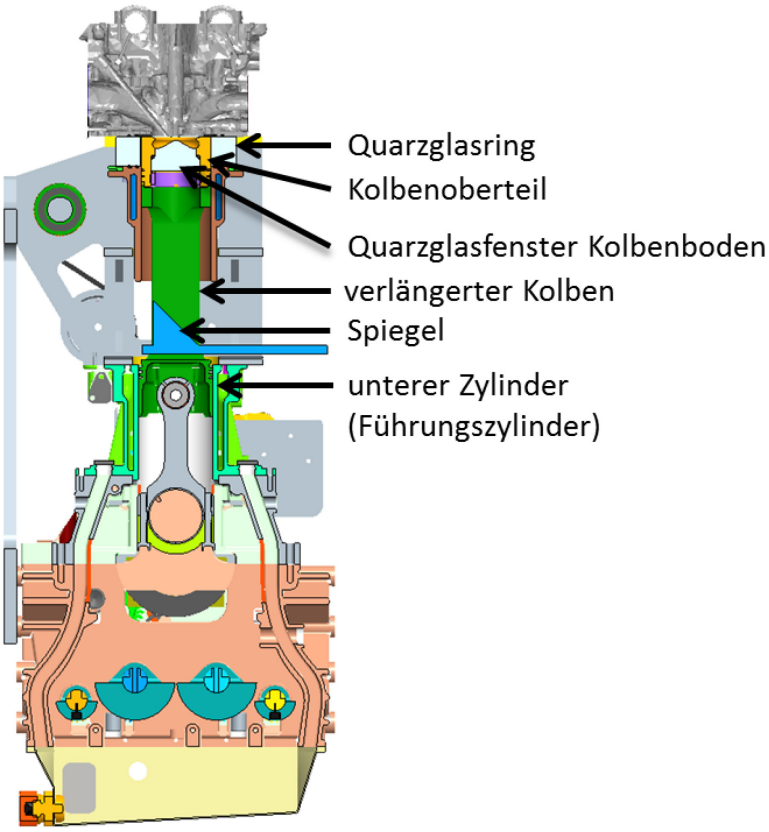

Abbildung 48: Querschnitt des Einzylinder-Transparentmotors.

Der Durchmesser des Sichtbereiches durch den Kolbenboden beträgt 47,8 mm, wobei der maximale Kolbenmuldendurchmesser bei 55,4 mm liegt. Bohrung, Hub und die

Kolbenmuldenkontur sind identisch mit denen im Emissions- bzw. Serienmotor. Der obere Bereich des Zylinders kann wahlweise als Aluminium- oder Quarzglasring ausgeführt werden, welcher eine Höhe von 35 mm hat.

Durch den austauschbaren Ring ist eine entsprechend tiefe Position der Kolbenringe nötig, was zu einer Reduzierung des maximalen Verdichtungsverhältnisses führt. Durch Distanzscheiben zwischen Kolbenoberteil und -unterteil können der Quetschspalt und das Verdichtungsverhältnis in gewissen Maßen eingestellt werden. Für die im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Untersuchungen wurde das maximal mögliche Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 15{,}2$ eingestellt.

Im Unterschied zu den meisten Transparentmotorkonzepten verfügt auch das Kolbenoberteil über konventionelle Kompressionsringe aus Stahl. Die Schmierung wird hier durch einen Filzring unterhalb der Kolbenringe gewährleistet, welcher regelmäßig händisch mit Öl durchtränkt wird. Dieses Konzept gewährleistet ähnliche Randbedingungen wie beim Emissionsmotor.

Zylinderkopf und Saugrohr des Transparentmotors stammen wie beim Einzylinder-Emissionsmotor vom Vollmotor, jedoch werden hier die Kanäle von Zylinder 2 genutzt.

4.1.4 Optische Messtechnik

In diesem Kapitel werden zunächst die verwendeten Komponenten vorgestellt und im Anschluss der Aufbau der verschiedenen Messverfahren erläutert.

4.1.4.1 Verwendete Komponenten

Hochgeschwindigkeitskamera

Eingesetzt wurden zwei Hochgeschwindigkeitskameras vom Typ Phantom v1610 der Vision Research Inc. Die Kamera arbeitet mit einem CMOS-Chip mit einer nativen Auflösung von 1200 Pixel x 800 Pixel. Der Dynamikumfang der Kamera beträgt 12 Bit. Die minimale Belichtungszeit liegt bei 1 µs. Bei dem eingesetzten Kameratyp handelt es sich um die monochrome Varinte, deren spektrale Empfindlichkeit als schwarze Kurve in Abbildung 49 dargestellt ist. [154]

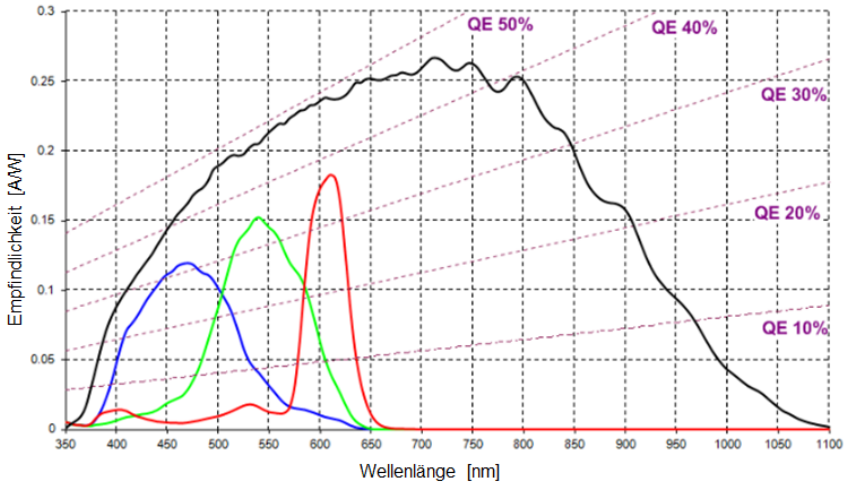

Abbildung 49: Spektrale Empfindlichkeit der Hochgeschwindigkeitskamera Phantom v1610. [155]

Modularer Bildverstärker

Für die Aufnahmen der OH-Chemilumineszenz wurde ein modularer Bildverstärker vom Typ High Speed IRO der LaVision GmbH eingesetzt. Dieser wird zwischen Kamera und Objektiv montiert. Der Verstärker arbeitet mit einer verstärkten Relay Optik und deckt einen Spektralbereich von 190 nm bis 800 nm ab. Die minimale Belichtungszeit beträgt 10 ns. [156]

Hochleistungsblitz

Für die Streulichtaufnahmen des flüssigen Kraftstoffsprays wurde eine Blitzlampe vom Typ 3000-XS der HENSEL-VISIT International GmbH eingesetzt. Die maximale Belastbarkeit beträgt 3500 J [157]. Die Lampe kann um das Kameraobjektiv montiert werden und ermöglicht eine Ausleuchtung des Brennraumes für ca. 3 ms, so dass ein Einspritzvorgang vollständig beleuchtet werden kann.

Objektive

Für die Aufnahmen des Rußeigenleuchtens und des Mie-Streulichtes wurden Makroobjektive der Firma Tamron mit 180 mm Brennweite und einer minimalen Blendenstufe von 3,5 verwendet. Für die Aufnahmen der OH-Chemilumineszenz wurde ein UV-Objektiv der LaVision GmbH mit 100 mm Brennweite und minimaler Blendenstufe von 2,8 verwendet.

4.1.4.2 Anordnung der optischen Messtechnik

Mie-Streulicht

Bei den Aufnahmen des Mie-Streulichtes wurde mit nur einer Hochgeschwindigkeitskamera gearbeitet und der Ringblitz wurde vor dem Objektiv positioniert (Abbildung 50). Das Licht des Blitzes wurde über den Umlenkspiegel in den Brennraum geleitet. Das Streulicht gelangte über den gleichen Weg zurück zum Objektiv.

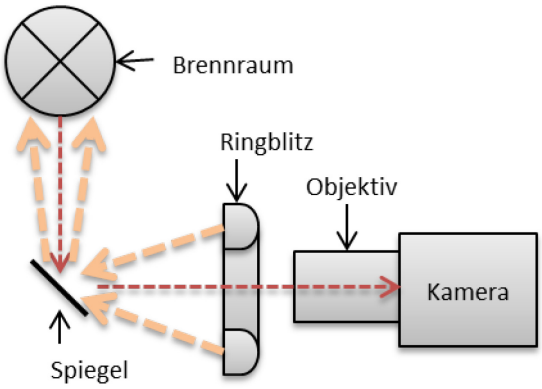

Abbildung 50: Anordnung der optischen Messtechnik für das Mie-Streulichtverfahren.

Flammenemissionsspektroskopie

Das Rußeigenleuchten und die OH-Chemilumineszenz wurden bei den Versuchen simultan aufgezeichnet. Dafür wurde ein Strahlteiler eingesetzt, welcher die Strahlung mittels eines halbdurchlässigen Spiegels auf beide Hochgeschwindigkeitskameras leitet (Abbildung 51). Um das Signal der OH-Chemilumineszenz zu selektieren, wurde ein Bandpassfilter mit einer Zentralwellenlänge von 310 nm und einer Halbwertbreite von 20 nm hinter dem UV-Objektiv montiert. Da die Signalstärke der Chemilumineszenz sehr gering ist (siehe Abbildung 62) und die verwendete Kamera kaum Sensitivität im ultravioletten Wellenlängenbereich aufweist (siehe Abbildung 49), wurde hier der modulare Bildverstärker eingesetzt.

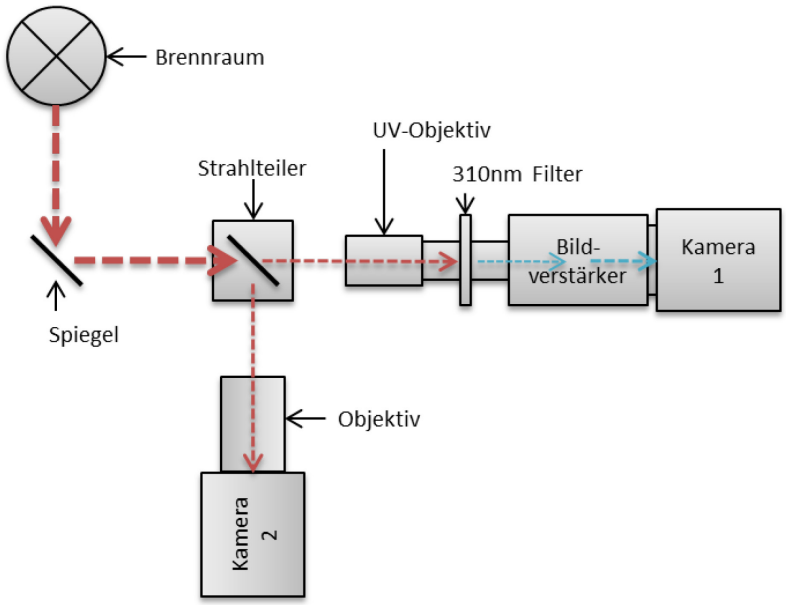

Abbildung 51: Anordnung der optischen Messtechnik für die Flammenemissionsspektroskopie.

Pyrometrie/Zwei-Farben-Methode

Abbildung 52 zeigt die Anordnung der Messtechnik für die Zwei-Farben-Methode. Die Strahlung wurde wie bei der Flammenemissionsspektroskopie über einen Strahlteiler auf zwei Hochgeschwindigkeitskameras geleitet. Den Kameras waren Bandpassfilter mit einer Zentralwellenlänge von 760 nm bzw. 660 nm vorgeschaltet.

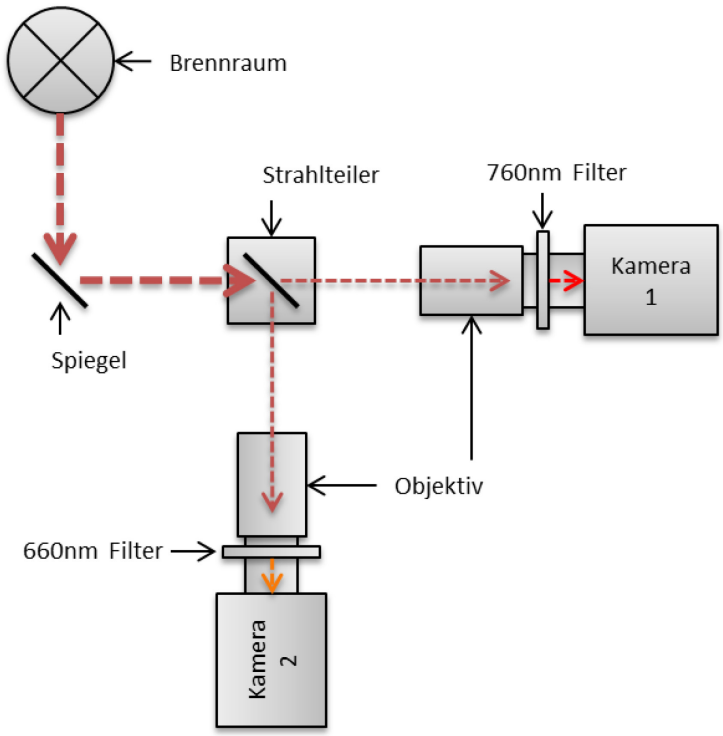

Abbildung 52: Anordnung der optischen Messtechnik für die Zwei-Farben-Methode.

4.1.5 Untersuchte Einspritzdüsen

Für die erste Düsencharge kamen Injektoren mit Piezodirektantrieb (P) zum Einsatz. Es wurden vier verschiedene Einspritzdüsen untersucht, deren Spritzlochlänge jeweils ca. 800 µm beträgt. Tabelle 3 gibt einen Überblick über die genauen Düsenlochkonfigurationen.

Tabelle 3: Untersuchte Düsenlochkonfigurationen der ersten Düsencharge.

Düsenbezeichnung	HD [cm³/30s]	D_{SL} [µm]	Anzahl SL [-]	k-Faktor [-]	Höhenwinkel [°]
P_HD355/14L	355	90	14	4	79
P_HD355/8L	355	120	8	7	79
P_HD400/6+6L	400	120/90	6+6	7/4	79
P_HD400/8L	400	130	8	7	79

Die erste innovative Düse P_HD355/14L hat 14 Spritzlöcher (SL) mit einem Außendurchmesser (D_{SL}) von 90 µm. Der hydraulische Durchfluss (HD) der Düse beträgt 355 cm³/30s. Als Referenz für diese Düse dient eine 8-Lochdüse mit gleichem Durchfluss.

Die zweite innovative Düse ist die P_HD400/6+6L. Diese hat zwölf Spritzlöcher, wobei jeweils abwechselnd ein größeres (D_{SL} = 120 µm) und ein kleineres Loch (D_{SL} = 90 µm) auf dem gleichen Lochkreis angeordnet sind. Der hydraulische Durchfluss der Düse beträgt 400 cm³/30s. Als Referenz dient wieder eine 8-Lochdüse mit gleichem Durchfluss (P_HD400/8L).

Alle Spritzlöcher der P_HD355/14L-Düse und die kleineren Spritzlöcher der P_HD400/6+6L-Düse weisen zudem eine verringerte Konizität auf. Dadurch kann sich die Strahleindringtiefe zusätzlich verringern (siehe Abschnitt 2.2.3.3).

Für die zweite Düsencharge wurden Injektoren mit Magnetventilaktor (M) und Servoprinzip verwendet. Alle vier untersuchten Düsen weisen einen hydraulischen Durchfluss von 430 cm³/30s auf (Tabelle 4).

Tabelle 4: Untersuchte Düsenlochkonfigurationen der zweiten Düsencharge.

Düsenbezeichnung	HD [cm³/30s]	D_{SL} [µm]	Anzahl SL [-]	k-Faktor [-]	Höhenwinkel [°]
M_HD430/8L	430	130	8	2	78
M_HD430/6+6L	430	127/80	6+6	2/0.8	78
M_HD430/6+6L_2HW	430	127/80	6+6	2/0.8	78/83
M _HD430/12L	430	106	12	2	78

Als Referenzdüse dient in dieser Düsencharge wieder eine Düse mit acht identischen Spritzlöchern (M_HD430/8L). Darüber hinaus wurden zwei neue Varinten des 6+6-Spritzlochkonzeptes untersucht. Im Vergleich zur P_HD400/6+6L-Düse der ersten Charge wurde hier der Durchmesserunterschied der kleinen und großen Spritzlöcher vergrößert. Ein Spritzlochdurchmesser von 80 µm stellte hier aus fertigungstechnischen Gründen die untere Grenze dar. Um die Eindringtiefe der kleinen Spritzlöcher weiter zu reduzieren, wurde eine möglichst geringe Konizität von k = 0,8 bei den kleinen Spritzlöchern verwendet. Die Düsen M_HD430/6+6L und M_HD430/6+6L_2HW unterscheiden sich im Höhenwinkel der kleinen Spritzlöcher. Während bei der M_HD430/6+6L-Düse alle Löcher den gleichen Höhenwinkel aufweisen, zielen die kleinen Löcher der M_HD430/6+6L_2HW-Düse weiter nach oben. Dadurch soll die Lufterfassung im Quetschspalt verbessert werden. Um den Einfluss unterschiedlicher Spritzlochdurchmesser unabhängig von der Spritzlochanzahl bewerten zu können, wurde zudem eine Düse mit zwölf identischen Spritzlöchern untersucht. Die Spritzlöcher der M_HD430/12L-Düse weisen die gleiche Konizität und den gleichen Höhenwinkel wie die großen Spritzlöcher der 6+6-Lochdüsen bzw. der 8-Lochdüse auf.

4.2 Versuchsdurchführung

4.2.1 Messungen am Emissionsmotor

Im Rahmen dieser Arbeit wurden im Wesentlichen drei Teillastbetriebspunkte untersucht. Bei einer Drehzahl von n = 1200 min^{-1} wurde ein Betriebspunkt der unteren Teillast (BP1200/4) sowie ein Punkt der mittleren Teillast (BP1200/7) und bei n = 2000 min^{-1} ein Betriebspunkt der oberen Teillast (BP2000/18) untersucht. Die Werte für Ladedruck (p_{Saug}), Ladelufttemperatur (T_{Saug}), Einspritzdruck (p_{Rail}), Verbrennungsschwerpunktlage (φ_{QB50}), spezifisches NO_x-Emissionsniveau ($sNO_{x,HD}$) und Drallklappenstellung (EKAS) für den jeweiligen Basismesspunkt sind der Tabelle 5 zu entnehmen. Die Temperatur des Motorkühlwassers und Motoröls wurde in allen Betriebspunkten konstant auf 90 °C am Motoraustritt geregelt. Der Abgasgegendruck wurde jeweils auf einen konstanten Offset von + 150 mbar (BP1200/4 und BP 1200/7) bzw. + 250 mbar (BP2000/18) zum Ladedruck eingeregelt. Da die Reibarbeit und der Ladungswechsel des Einzylindermotors nicht vergleichbar mit denen eines Vollmotors sind, wurde die Last bei den Versuchen auf konstanten indizierten Mitteldruck der Hochdruckschleife ($p_{mi,HD}$) geregelt. Die dementsprechenden effektiven Mitteldrücke am Vollmotor ($p_{me,VM}$) sind ebenfalls in der Tabelle 5 aufgeführt und namensgebend für die Betriebspunkte. In den drei Betriebspunkten wurde je eine Variation der Verbrennungsschwerpunktlage und der Abgasrückführrate vorgenommen.

Tabelle 5: Untersuchte Betriebspunkte am Emissionsmotor.

Bezeichnung	n [min^{-1}]	$p_{me,VM}$ [bar]	$p_{mi,HD}$ [bar]	φ_{QB50} [°KW]	$sNO_{X,HD}$ [g/kWh]	p_{Saug} [mbar]	Ts_{aug} [°C]	p_{Rail} [bar]	EKAS [%]
BP1200/4	1200	4	5,2	367	0,6	1280	50	400	95
BP1200/7	1200	7	8,2	369	0,6	1690	55	800	95
BP2000/18	2000	18	20,0	372,5	1,0	3000	65	1600	5

Bei den AGR-Variationen wurden die AGR-Raten auf konstante spezifische NO_x-Emissionsniveaus bezogen auf die indizierte Leistung der Hochdruckschleife ($sNO_{x,HD}$) eingeregelt. Die Schritte sind hierbei: 0 % AGR; $sNO_{x,HD}$ = 1,5; 1,0; 0,6; 0,4; 0,3 g/kWh. Die AGR-Variationen wurden frühzeitig abgebrochen, wenn eine Filterschwär-

zungszahl (FSN) größer 5,0 erreicht wurde. Als Verbrennungsschwerpunktlage wurde für die AGR-Variationen ein Schwerpunkt nahe dem Verbrauchsoptimum gewählt. Bei den φ_{QB50}-Variationen wurde eine Schrittweite von 2,0 °KW gewählt und das NO_x-Emissionsniveau konstant gehalten.

Die Betriebspunkte wurden mit zwei Voreinspritzungen (BP1200/4 und BP1200/7) bzw. einer Voreinspritzung (BP2000/18) appliziert. Um eine vergleichbare Vorkonditionierung des Brennraumes zu gewährleisten, wurden die Ansteuerdauern der Voreinspritzungen düsenindividuell angepasst. Die Dauer wurde in einem Messpunkt so angepasst, dass die Brennraten im Maximum identisch sind. Für die Betriebspunkte der mittleren und oberen Teillast wurde die Anpassung im Kreuzpunkt von AGR- und φ_{QB50}-Variationen (Basispunkt) vorgenommen und dann über die Variationen beibehalten. Für den Betriebspunk der unteren Teillast (BP1200/4) wurde die Anpassung im Messpunkt mit 0 % AGR der AGR-Variation vorgenommen, da bei den anderen Messpunkten die Wärmefreisetzungen der beiden Voreinspritzungen zu stark miteinander verschmelzen. Die Abstände zwischen den Ansteuerbeginnen der Voreinspritzungen und der Haupteinspritzung wurden jeweils konstant gehalten. In Abbildung 53 sind beispielhaft die Brennverläufe mit den Düsen der zweiten Charge für den BP1200/7 dargestellt.

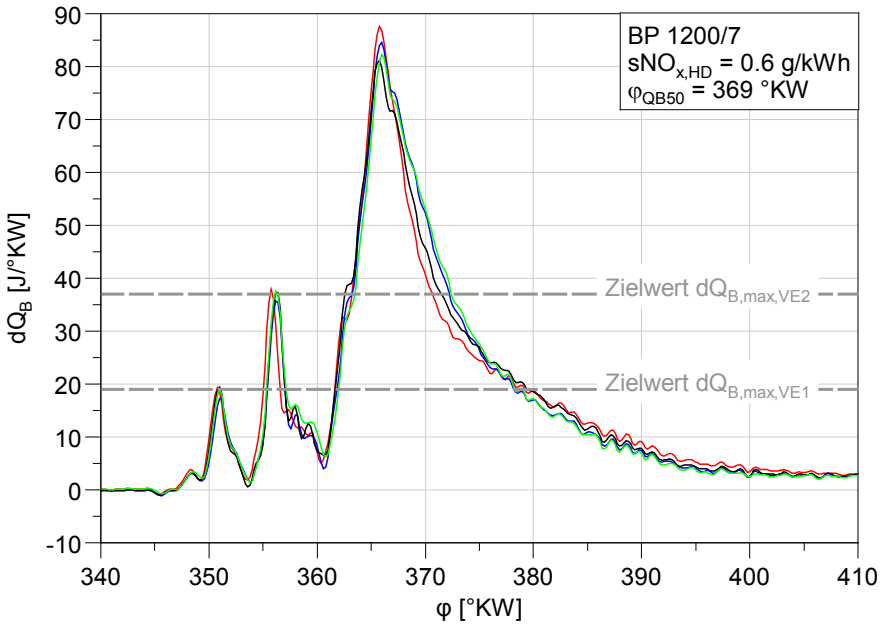

Abbildung 53: Gleichstellung der Vorkonditionierung im BP1200/7.

Zu beachten ist, dass sich die Kalibrierung der Voreinspritzungen der beiden Düsenchargen unterscheidet. Für die Düsen der ersten Charge mit Piezoinjektor wurden etwas kleinere Voreinspritzmengen und kürzere Spritzabstände appliziert.

Die Brennverläufe werden nach abgeschlossener Messung durch thermodynamische Analyse der gemessenen Zylinderdruckverläufe mit hilfe des auf MATLAB und Simulink basierenden Tools „OpenTDA“ ermittelt. Das Tool wurde ursprünglich von IAV entwickelt und im Rahmen dieser Arbeit erweitert. Die kalorischen Stoffgrößen werden hier nach [158, 159] und der Wandwärmeübergangskoeffizient nach Woschni und Huber [160] berechnet. Aufgrund der genaueren Berechnung von Kalorik und des Wandwärmeüberganges können die so ermittelten und dargestellten Verbrennungsschwerpunktlagen leicht von den am Prüfstand eingestellten Sollwerten abweichen.

Vor den eigentlichen Messreihen wurde zunächst für jede untersuchte Düse eine Optimierung der Höhenlage der Düsenspitze vorgenommen. Die Höhenlage wurde durch Verwendung unterschiedlicher Dichtscheiben zwischen Injektor und Zylinderkopf mit einer Schrittweite von 0,5 mm variiert. Es wurde jeweils eine Variation der Verbrennungsschwerpunktlage bei mittlerer und oberer Teillast vermessen. Dabei wurde die Höhenlage ausgewählt, die den bestmöglichen Kompromiss für möglichst geringe Partikelemissionen in beiden Betriebspunkten gewährleistet. Für die Düsen der ersten Charge waren die optimalen Höhenlagen identisch. Bei der zweiten Charge weist nur die M_HD430/6+6L_2HW-Düse eine abweichende Höhenlage gegenüber den anderen Düsen auf. Die Düse ragt hier um 0,5 mm weiter in den Brennraum.

4.2.2 Messungen am Transparentmotor

Die Untersuchungen am Transparentmotor beschränkten sich auf den Basispunkt des Betriebspunktes BP1200/7. Tabelle 6 zeigt die Randbedingung dieses Messpunktes für den Emissions- und Transparentmotor.

Aus Bauteilschutzgründen und zur Reduzierung des Ölauswurfes am unteren Zylinder wird der Transparentmotor mit geringerer Kühlmittel- (T_{KW}) bzw. Öltemperatur ($T_{Öl}$) betrieben. Ladedruck und Ladelufttemperatur am Transparentmotor wurden dagegen erhöht, um das geringere Verdichtungsverhältnis und Unterschiede bei den Wandwärmeverlusten auszugleichen (siehe Abschnitt 4.2.3).

Tabelle 6: Randbedingung des am Transparentmotor untersuchten Messpunktes.

Basispunkt BP1200/7	p_{Saug} [mbar]	T_{Saug} [°C]	T_{KW} [°C]	$T_{Öl}$ [°C]	p_{Rail} [bar]	φ_{QB50} [°KW]	$O_{2,Saug}$ [% vol.]	EKAS [%]
Emissionsmotor	1690	55	90	90	800	369	15	95
Transparentmotor	2050	80	70	60	800	369	15	95

Durch den bei der Verbrennung entstehenden Ruß kommt es schon nach wenigen Zyklen zu einer Erblindung der optischen Zugänge des Transparentmotors, so dass der Motor nur kurz betrieben werden kann. Daher lässt sich mit dem Motor auch keine stabile Abgasrückführung realisieren. Stattdessen wurde am Transparentmotor mit einer Stickstoffeinblasung gearbeitet. Die Stickstoffrate wurde auf gleiche Sauerstoffkonzentration der Ansaugluft ($O_{2,Saug}$) wie am Emissionsmotor bei $sNO_{x,HD}$ = 0,6 g/kWh geregelt.

Aufgrund der geänderten Randbedingungen musste die Injektoransteuerung am Transparentmotor ebenfalls angepasst werden, und zwar so, dass sich während der Vorverbrennungen vergleichbare Wärmefreisetzungsraten wie am Emissionsmotor ergeben und zugleich Verbrennungsschwerpunkt und Last beider Motoren identisch sind (siehe Abbildung 60).

Bei den Versuchen wurde der Transparentmotor zunächst auf Betriebsdrehzahl geschleppt und die Randbedingungen (Saugrohrdruck, Saugrohrtemperatur, Abgasgegendruck, Zylinderwandtemperatur, Sauerstoffkonzentration der Ansaugluft) eingeregelt.

Anschließend wurde der Motor für 30 aufeinanderfolgende Zyklen gefeuert betrieben. Bei den ersten 25 Zyklen wurde der Motor mit nur einer relativ frühen und geringen Einspritzmenge betrieben, so dass die Verbrennung stark vorgemischt und mager abläuft. Dadurch wurde eine Konditionierung der Brennraumwände und des Injektors ermöglicht, ohne den optischen Zugang zu verschmutzen. Die letzten fünf Zyklen wurden dann mit dem Zieleinspritzmuster betrieben und mit dem Kamerasystem aufgezeichnet. Das Ziel dieser Betriebsstrategie wird in Abbildung 54 deutlich. Hier ist links der Verlauf des Mitteldruckes über 30 Zyklen mit der beschriebenen Konditionierstrategie im Vergleich zu einem konstanten Betrieb mit dem Zieleinspritzmuster dargestellt.

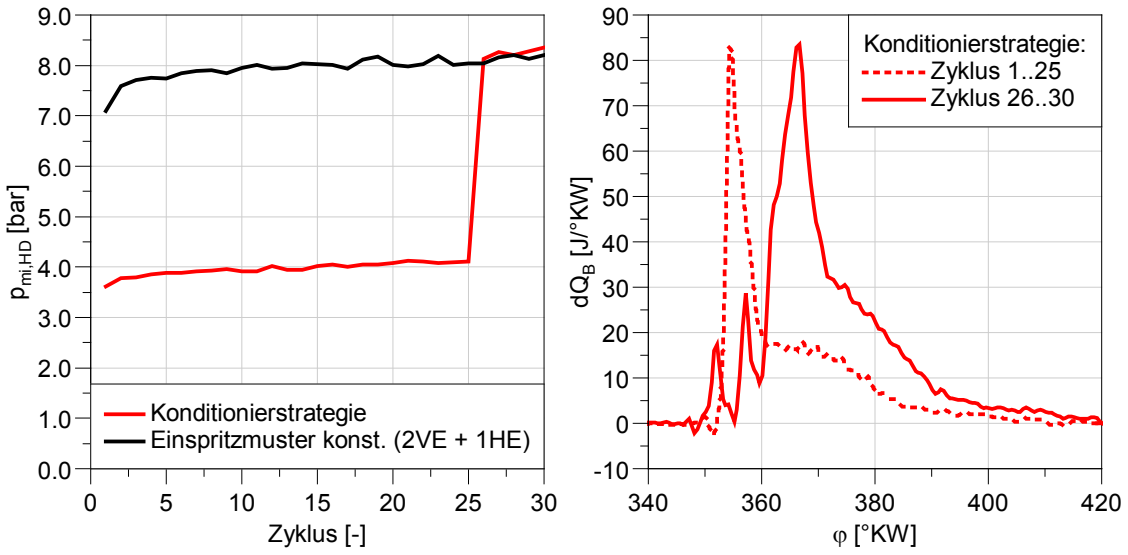

Abbildung 54: Brennraumkonditionierung des Transparentmotors.

Insbesondere zu Beginn nimmt der Mitteldruck mit der Anzahl der gebrannten Zyklen zu. Durch die Verbrennung heizen sich die Brennraumwände auf, so dass die Wandwärme- und Umsetzungsverluste sinken. Außerdem kann die steigende Temperatur die Einspritzrate des Injektors beeinflussen. Durch die Konditionierstrategie mit unterschiedlichen Einspritzmustern wird in den letzten fünf Zyklen ein gleicher Mitteldruck wie bei konstantem Einspritzmuster erreicht, jedoch wird in den ersten 25 Zyklen kaum Ruß erzeugt.

4.2.3 Gleichstellung der Motoren

Der Transparentmotor unterscheidet sich vom Emissionsmotor im Wesentlichen durch eine andere Feuersteghöhe und andere Materialien der Brennraumwände.

Der Feuersteg des Kolbens des Transparentmotors ist mit 38 mm deutlich größer als der des Emissionsmotors mit 10 mm. Dies beeinflusst das Brennverfahren des Transparentmotors auf zweierlei Weise. Zum einen vergrößert sich das Schadvolumen und das Verdichtungsverhältnis wird geringer. Dies führt zu einer geringeren Dichte und niedrigeren Temperatur des Arbeitsgases, woraus Unterschiede in der Gemischaufbereitung und Verbrennung resultieren können. Zum anderen vergrößert sich sowohl die Oberfläche des Kolbens als auch die der Zylinderwand für den Wandwärmeübergang. Abbildung 55 zeigt die unterschiedlichen Brennraumoberflächen der Motoren in Abhängig-

keit vom Kurbelwinkel. Insbesondere nahe dem oberen Totpunkt führt das zu höheren Wandwärmeverlusten beim Transparentmotor.

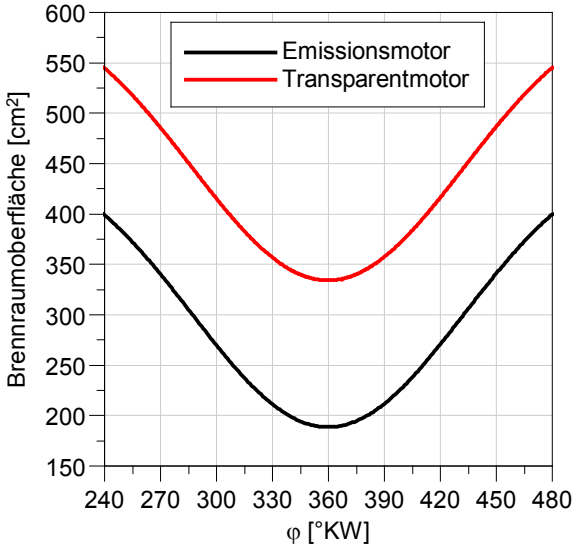

Abbildung 55: Vergleich Brennraumoberfläche Emissionsmotor – Transparentmotor.

Um eine thermische Überlastung der Glaskomponenten zu vermeiden, muss der Transparentmotor mit einer niedrigeren Kühlwassertemperatur als der Emissionsmotor betrieben werden, was ebenfalls die Wandwärmeverluste erhöhen kann. Dieser Effekt wird teilweise durch die schlechtere Wärmeleitfähigkeit des Quarzglaseinsatzes im Kolben kompensiert.

Um die genannten geometrischen Unterschiede zumindest teilweise zu kompensieren, wurden bei den Messungen am Transparentmotor der Ladedruck und die Ladelufttemperatur erhöht (siehe Tabelle 6). Abbildung 56 zeigt die mittlere Arbeitsgasdichte, den Zylinderdruck und die mittlere Gastemperatur beider Motoren im Schleppbetrieb. Durch die Erhöhungen wird bei beiden Motoren eine identische mittlere Gasdichte um den oberen Totpunkt erreicht. Im Bereich von ±15 °KW um den OT beträgt die Abweichung der Dichte maximal 2,6 %. Somit sind keine signifikanten Unterschiede bei der Gemischbildung durch verschiedene Gasdichten zu erwarten. Durch die Erhöhung des Ladedruckes liegt der Zylinderdruck des Transparentmotors zunächst oberhalb des Druckes des Emissionsmotors. Aufgrund des geringeren Verdichtungsverhältnisses und der höheren Wandwärmeverluste liegt der Druck um den oberen Totpunkt dann maximal 2,9 bar unter dem des Emissionsmotors. Ab 375 °KW sind die Drücke schließlich auf gleichem Niveau.

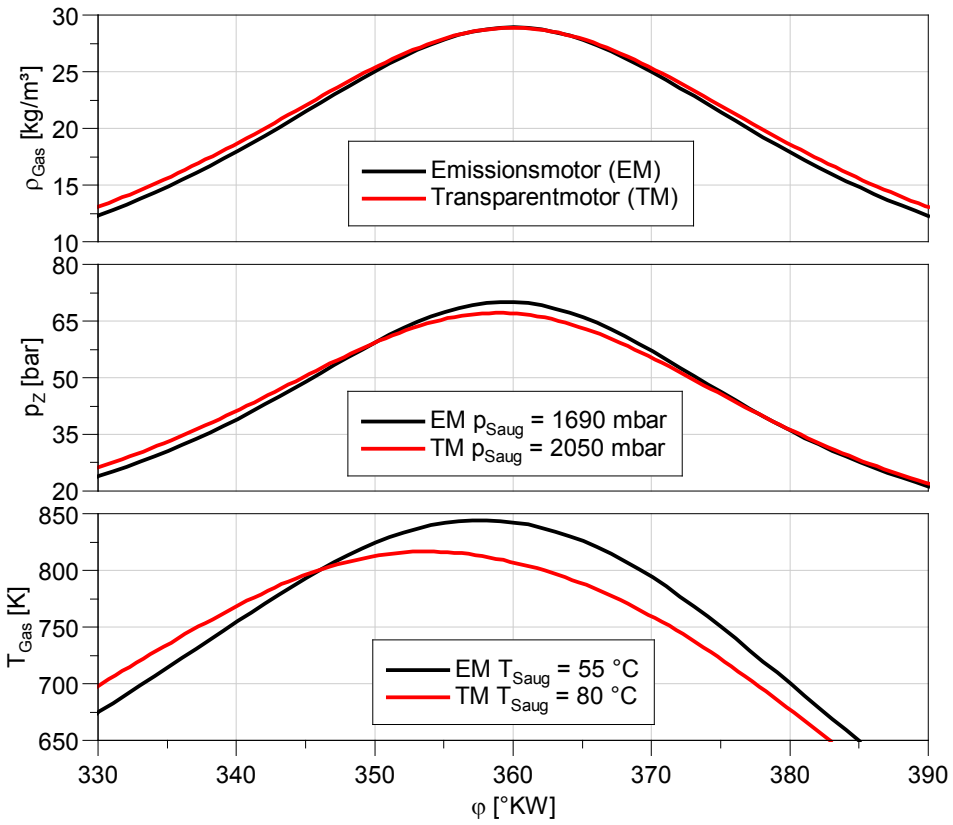

Abbildung 56: Vergleich Gasdichte, Druck und Temperatur im Schleppbetrieb beider Motoren.

Die höhere Ladelufttemperatur des Transparentmotors verursacht eine höhere mittlere Gastemperatur im Brennraum bis ca. 345 °KW. Der Schnittpunkt der Kurven entspricht dem Zeitpunkt der ersten Einspritzung des am Transparentmotor untersuchten Messpunktes. Somit können die Einflüsse auf den Zündverzug minimiert werden. Die höheren Wandwärmeverluste des Transparentmotors führen im weiteren Verlauf zu niedrigeren Gastemperaturen als im Emissionsmotor.

Unterschiede im Brennverfahren der beiden Motoren können auch durch unterschiedliche absolute und spezifische Wärmekapazitäten des Arbeitsgases entstehen. Der höhere Ladedruck führt unweigerlich zu einer größeren Arbeitsgasmasse im Transparentmotor. Dies wird durch die Anhebung der Ladelufttemperatur nur teilweise kompensiert. Durch die Stickstoffeinblasung anstelle der Abgasrückführung ändert sich auch die Zusammensetzung des Arbeitsgases. Abbildung 57 zeigt die pro Arbeitsspiel angesaugte Gasmasse und deren Zusammensetzung für beide Motoren sowie die spezifischen Wärmekapazitäten (c_p) der Gaskomponenten bei einer Temperatur von 800 K (berechnet nach [161]). Beim Transparentmotor liegt die Gesamtmasse um 11,5 % höher als beim Emissionsmotor. Außerdem fehlen die Komponenten CO_2 und H_2O weitestgehend. CO_2 und

insbesondere H_2O haben in dem für Verbrennungsmotoren relevanten Temperaturbereich eine höhere spezifische Wärmekapazität als N_2 und O_2.

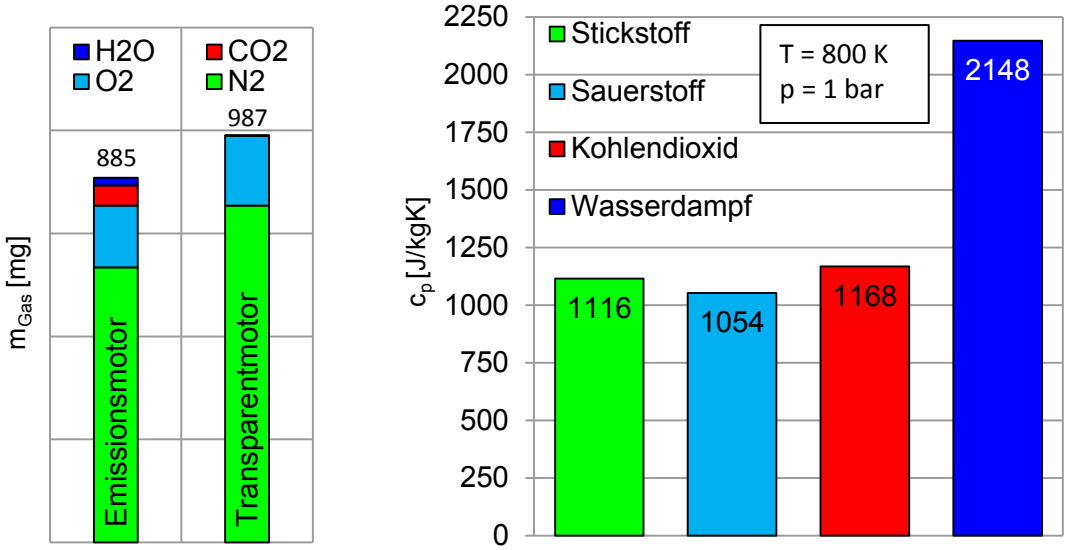

Abbildung 57: Zusammensetzung und Masse des Arbeitsgases der Motoren sowie die spezifischen Wärmekapazitäten der Gaskomponenten.

Letztendlich liegt die spezifische Wärmekapazität des Arbeitsgases des Transparentmotors unterhalb der des Emissionsmotors. Die absolute Wärmekapazität ist aufgrund der höheren Gasmasse jedoch höher. Abbildung 58 zeigt die Wärmekapazitäten in Abhängigkeit von der Temperatur.

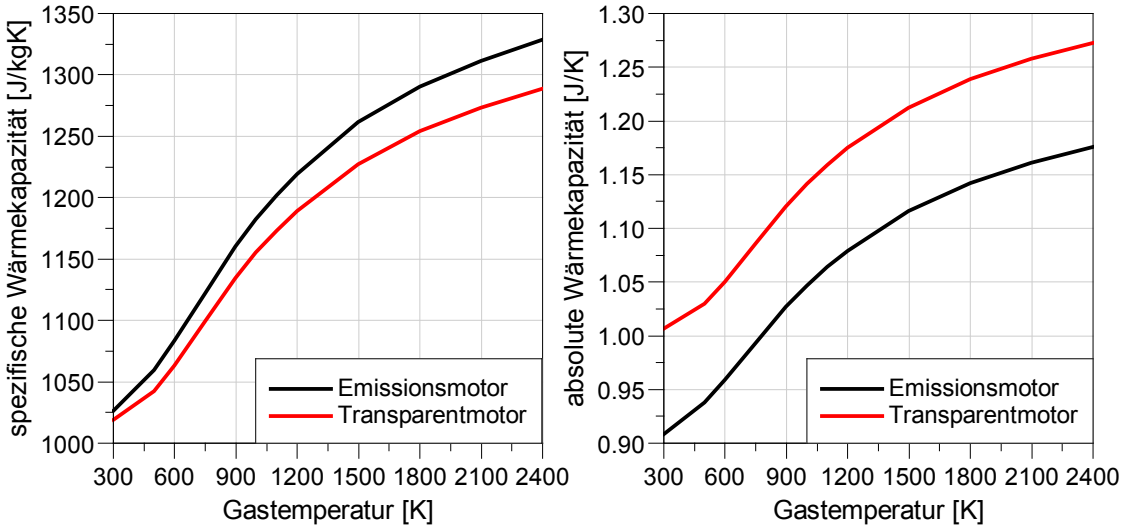

Abbildung 58: Wärmekapazitäten des Arbeitsgases in Abhängigkeit von der Temperatur.

Die spezifische Wärmekapazität des Arbeitsgases des Emissionsmotors nimmt aufgrund des höheren Anteils an dreiatomigen Gasen mit steigender Temperatur stärker zu. Bei der absoluten Wärmekapazität nimmt der Unterscheid von 11 % bei 300 K auf 8 % bei 2400 K ab.

Durch die höhere absolute Wärmekapazität des Arbeitsgases sind am Transparentmotor etwas niedrigere Verbrennungstemperaturen zu erwarten. Weitere Unterschiede können durch abweichende Restgaszusammensetzungen entstehen.

Die Materialien der Brennraumwände des Transparentmotors unterscheiden sich an zwei Stellen von denen des Emissionsmotors. Das Sichtfenster im Kolbenboden des Transparentmotors besteht aus Quarzglas. Der restliche Kolben ist wie der komplette Kolben des Emissionsmotors aus Aluminium. Die Wärmeleitfähigkeit von Quarzglas ist ca. um Faktor 160 geringer als die von Aluminium. Dies kann zu höheren Oberflächentemperaturen im Bereich des Fensters führen.

Die oberen 35 mm des Zylinders des Transparentmotors sind als Aluminiumvollring ohne Kühlmittelmantel ausgeführt. Erst darunter befindet sich ein mit Kühlmittel durchströmter Stahlzylinder. Beim Emissionsmotor ist der Zylinder als nasse Stahlbuchse ausgeführt. Die Kühlmitteltemperatur am Transparentmotor betrug bei den Versuchen 70 °C am Motoraustritt. Um die Temperatur der Zylinderwand abschätzen zu können, wurden zwei Temperaturmessstellen in die Wand eingebracht. Eine befindet sich im Aluminiumring ca. 3 mm unterhalb des Zylinderkopfes und 2 mm vor der Zylinderinnenwand. Die zweite Messstelle befindet sich 35 mm weiter in Richtung des unteren Totpunktes (UT) im Stahlzylinder. In Abbildung 59 ist der Verlauf der gemessenen Temperaturen vom stehenden Motor bis 2500 geschleppte Zyklen dargestellt.

Bei den Messungen mit Verbrennung wurde die Einspritzung bei ca. 80 °C an der unteren Messstelle gestartet. Die Temperatur des Aluminiumringes beträgt dann über 90 °C. Beim Emissionsmotor wurde – in einer vergleichbaren Position zur Messstelle „Aluring“ – im BP1200/7 eine Temperatur von ca. 100 °C gemessen. Für den Transparentmotor kann mit den vorhandenen Messstellen keine belastbare Aussage über die tatsächlichen Wandtemperaturen im gefeuerten Betrieb getroffen werden, da aufgrund der geringen Anzahl von gefeuerten Zyklen keine stationären Bedingungen herrschen.

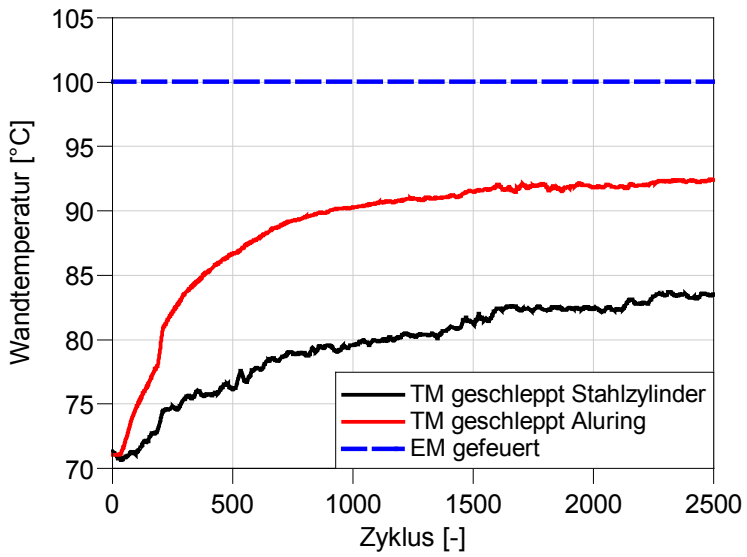

Abbildung 59: Zylinderwandtemperaturen Transparentmotor und Emissionsmotor.

Trotz der zu erwartender Unterschiede bei den Wandtemperaturen beider Motoren konnten keine signifikanten Unterschiede im Zündverzug festgestellt werden. Aufgrund der höheren Wandwärmeverluste und der höheren Wärmekapazität des Arbeitsgases des Transparentmotors ergeben sich jedoch Unterschiede im Brennverlauf beider Motoren. Wie in Abbildung 60 zu sehen ist, verläuft der Ausbrand des Transparentmotors etwas verschleppt und es muss insgesamt mehr Wärme freigesetzt werden, um die gleiche Last zu erreichen. Ursächlich sind die höheren Wandwärmeverluste und die geringeren Verbrennungstemperaturen.

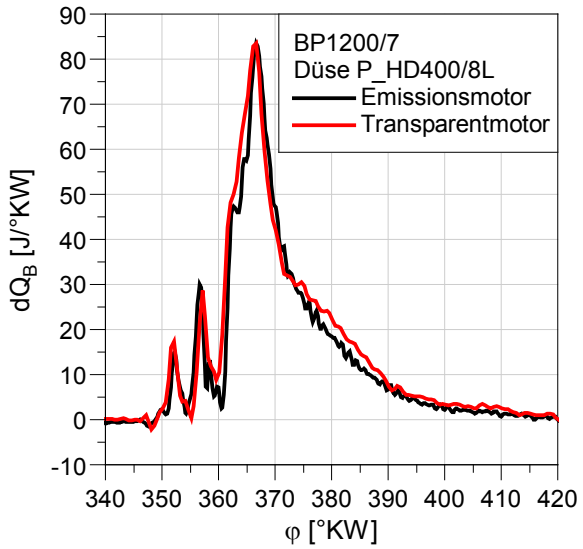

Abbildung 60: Vergleich der Brennverläufe des Emissionsmotors und des Transparentmotors.

4.2.4 Optische Messverfahren

Zur Analyse der Gemischbildung, Verbrennung und Lufterfassung wurden verschiedene optische Messverfahren eingesetzt, welche in den folgenden Abschnitten vorgestellt werden. Alle Messverfahren wurden am Fachgebiet Fahrzeugantriebe erstmalig im Rahmen dieser Arbeit angewendet. Die Bearbeitung der Hochgeschwindigkeitsaufnahmen erfolgte mit auf MATLAB basierenden Funktionen, welche im Rahmen dieser Arbeit am Fachgebiet entwickelt wurden.

Bei allen Messverfahren wurde die im Abschnitt 4.1.4.1 vorgestellte Hochgeschwindigkeitskamera eingesetzt. Die Aufnahmen wurden synchron zur Kurbelwellendrehung mit einer Abtastrate von einem Bild pro 0,3 °KW aufgenommen. Die Auflösung der Bilder beträgt 512 x 512 Pixel. Bei den Bildern ist zu beachten, dass eine integrale Betrachtung über die Brennraumtiefe erfolgt. Aufgrund der gewölbten Oberfläche der Mulde kann es je nach Bildebene zudem zu einer leicht verzerrten Darstellung kommen.

4.2.4.1 Mie-Streulichtverfahren

Zur Visualisierung der Flüssigphase des eingespritzten Kraftstoffes wurde das Streulichtverfahren verwendet. Die Streulichttechnik basiert auf der Streuung von Licht an einem Teilchen. Dabei unterscheidet man verschiedene Techniken, je nach Verhältnis der Teilchengröße zur Wellenlänge des Lichtes. Die Mie-Theorie beschreibt die Streuung an Teilchen, deren Umfang mindestens der Wellenlänge des einfallenden Lichtes entspricht [162, 163]. Dies ist für Kraftstofftropfen im sichtbaren Wellenlängenbereich gegeben. Die Wellenlänge des Lichtes bleibt bei der Streuung unverändert. Abbildung 61 zeigt die polare Verteilung der Intensität des Streulichtes eines Öltropfens mit einem Durchmesser von 1 µm in Luft.

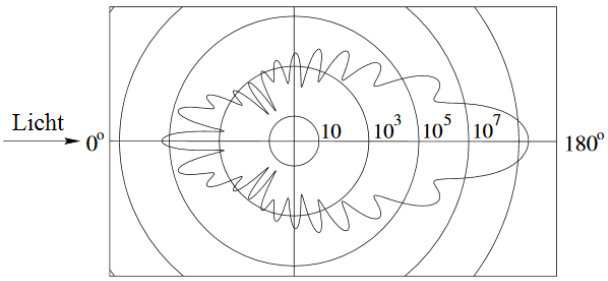

Abbildung 61: Verteilung des Mie-Streulichtes eines Öltropfens von 1 µm Durchmesser in Luft. [163]

Da das Streulicht ein zweites Maximum entgegen dem einfallenden Licht aufweist, konnten am Transparentmotor Beleuchtung und Beobachtung über den gleichen optischen Zugang erfolgen. Als Lichtquelle diente der Hochleistungsblitz (siehe Abschnitt 4.1.4.1).

4.2.4.2 Flammenemissionsspektroskopie

Bei der Emissionsspektroskopie werden die natürlichen Emissionen, die von einer zu untersuchenden Probe ausgehen, detektiert. Im Abschnitt 2.5 wurden bereits die Grundlagen der Chemilumineszenz und Festkörperstrahlung behandelt. Im Rahmen dieser Arbeit werden das thermisch angeregte Eigenleuchten der Rußpartikel und die Chemilumineszenz des Hydroxylradikals (OH*) analysiert.

Da Ruß bei Luftmangel entsteht, eignet sich das Rußeigenleuchten (REL) gut zur Analyse der Diffusionsverbrennung. Die Verbrennung des am Transparentmotor untersuchten Betriebspunktes läuft weitestgehend diffusiv ab. Daher wurden anhand des Ruß eigenleuchtens der räumliche Ablauf der Verbrennung und die Lufterfassung analysiert. Außerdem lassen sich aus den Aufnahmen Strömungsphänomene ableiten.

Das Hydroxylradikal (OH*) entsteht bereits bei der Niedertemperaturoxidation von Kohlenwasserstoffen in Kettenverzweigungsreaktionen [2, 83]. Auch bei höheren Temperaturen kommt es zur Bildung von OH-Radikalen, vor allem bei der Oxidation von H* [2] (siehe Abschnitt 2.4.1). Daher kann die OH-Chemilumineszenz zur Detektion von Zündprozessen sowie generell zur vorgemischten Verbrennung eingesetzt werden [120]. Das Emissionsspektrum der OH-Chemilumineszenz weist die stärkste Intensität bei einer Wellenlänge von ca. 310 nm auf (Abbildung 41). Das kontinuierliche Spektrum des REL reicht grundsätzlich bis in diesen Wellenlängenbereich. Welche Art der Strahlung um 310 nm dominiert, hängt von der Art der Verbrennung ab. Bei der Diffusionsverbrennung ist davon auszugehen, dass das OH-Chemilumineszenz-Signal durch die hohe Intensität des REL vollständig überlagert wird [120]. Manche Quellen gehen zwar davon aus, dass OH* und Ruß aufgrund der starken Oxidationswirkung des OH* nicht am gleichen Ort in höherer Konzentration existieren können [100, 164], aufgrund der integralen Betrachtung des Brennraumes ist dies aber für die durchgeführten Untersuchungen nicht von Relevanz. Bei einer vorgemischten Verbrennung und im Bereich des Flammenabhubs dominiert dagegen die Strahlung durch Chemilumineszenz [120, 125]. Typische Spektren der Dieselverbrennung sind in Abbildung 62 dargestellt.

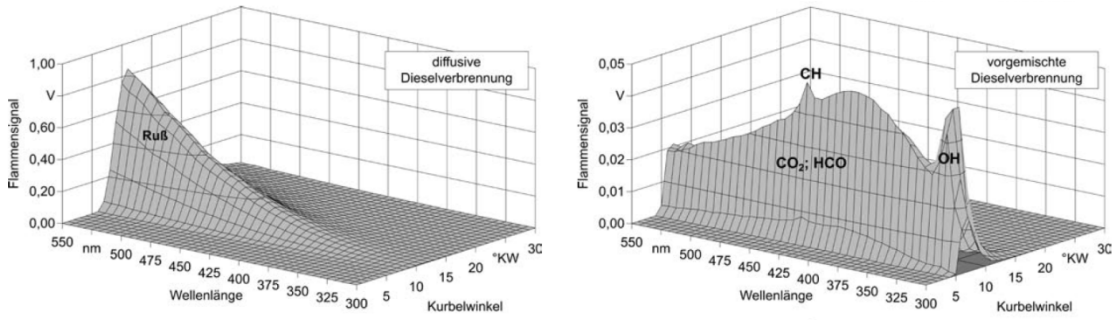

Abbildung 62: Emissionsspektren der Dieselverbrennung. [120]

Da die Hauptverbrennung des am Transparentmotor untersuchten Betriebspunktes überwiegend diffusiv abläuft, wird das Chemilumineszenz-Signal in dieser Arbeit nur während der Vorverbrennungen ausgewertet.

4.2.4.3 Pyrometrie mittels Zwei-Farben-Methode

Die Zwei-Farben-Methode ist ein pyrometrisches Temperaturmessverfahren. Dabei wird die thermische Ausstrahlung eines Körpers bei zwei diskreten Wellenlängen detektiert (siehe Abschnitt 4.1.4.2). Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird diese Methode zur Ermittlung der lokalen Verbrennungstemperaturen anhand des Rußeigenleuchtens eingesetzt. Hier wird davon ausgegangen, dass sich die Temperatur der Rußpartikel und des umgebenden Gases um maximal 1 K unterscheiden [165].

Der Zusammenhang zwischen der spektralen Ausstrahlung eines Körpers und dessen Temperatur ist durch das Planck‘sche Strahlungsgesetz und das Kirchhoff‘sche Gesetz gegeben (siehe Abschnitt 2.5.2).

Bei der Zwei-Farben-Methode wird zwischen der Absolutmethode und der Relativmethode unterschieden. Bei der Relativmethode werden die bei den zwei Wellenlängen ermittelten Strahldichten ins Verhältnis gesetzt. Aus der Gl. (22) und Gl. (24) resultiert dann:

$$\frac{L_\lambda(\lambda_1,T)}{L_\lambda(\lambda_2,T)} = \frac{\varepsilon(\lambda_1,T)}{\varepsilon(\lambda_2,T)} \frac{\lambda_2^5(e^{\frac{c_2}{\lambda_2 T}}-1)}{\lambda_1^5(e^{\frac{c_2}{\lambda_1 T_2}}-1)} \tag{25}$$

Des Weiteren wird davon ausgegangen, dass sich Ruß wie ein grauer Strahler verhält, somit sind die Emissionskoeffizienten identisch und lassen sich aus der Gleichung eliminieren. Die Kameras liefern zunächst nur eine Spannung (U) als Signal. Das Verhält-

nis der Spannungen beider Kameras muss mit Hilfe eines Kalibrierfaktors (F) in das Verhältnis der Strahldichten umgerechnet werden:

$$T = \frac{c_2\left(\frac{1}{\lambda_2} - \frac{1}{\lambda_1}\right)}{ln\left(\frac{\lambda_1^5}{\lambda_2^5}\frac{L_\lambda(\lambda_1,T)}{L_\lambda(\lambda_2,T)}\right)} = \frac{c_2\left(\frac{1}{\lambda_2} - \frac{1}{\lambda_1}\right)}{ln\left(\frac{\lambda_1^5}{\lambda_2^5}F(\lambda_1,\lambda_2)\frac{U_1}{U_2}\right)} \tag{26}$$

Der Kalibrierfaktor muss anhand einer Strahlungsquelle mit bekannter Ausstrahlung einmalig bestimmt werden. Dafür wird im Rahmen dieser Arbeit eine Wolframbandlampe verwendet (siehe unten).

Da bei der relativen Zwei-Farben-Methode die Wellenlängenabhängigkeit des Emissionskoeffizienten nicht berücksichtigt wird, ist diese ungenauer als die Absolutmethode. Theoretisch lässt sich der Emissionskoeffizient auf der Basis des Beer-Lambert'schen Absorptionsgesetzes und des Kirchhoff'schen Gesetzes berechnen. Für Dieselruß ist dies jedoch nicht ohne Weiteres möglich, da sich die Rußeigenschaften während der Verbrennung ständig ändern [166]. Für die absolute Zwei-Farben-Methode wird im Rahmen dieser Arbeit daher die vereinfachte Berechnung nach dem empirischen Ansatz von Hottel und Broughton [167] verwendet:

$$\varepsilon_\lambda(\lambda,T) = 1 - e^{-\frac{KL}{\lambda^\alpha}} \tag{27}$$

Darin sind K der Absorptionskoeffizient, L die Dicke der absorbierenden Schicht und α eine empirische Stoffkonstante. Die Wahl der Konstante hängt von den Eigenschaften des Rußes und der betrachteten Wellenlänge ab. In [167] wird für den sichtbaren Wellenlängenbereich ein Wert von α = 1,39 vorgeschlagen. Dieser Wert wird in [168] und [169] weitestgehend bestätigt. [170] beinhaltet eine Übersicht über weitere in der Literatur zu findende Werte für die Konstante.

Untersuchungen [167, 171, 172] haben jedoch gezeigt, dass die Wahl der Konstante im sichtbaren Wellenlängenbereich kaum Einfluss auf die berechnete Temperatur hat. Da die Aufnahmen, welche im Rahmen dieser Arbeit gemacht wurden, ebenfalls im sichtbaren Wellenlängenbereich liegen, wird der Wert von α = 1,39 übernommen.

Aus den Gl. (22), Gl. (24) und Gl. (27) resultiert für die Zwei-Farben-Methode:

$$KL = -\lambda^\alpha \cdot \ln\left(1 - \frac{e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1}{e^{\frac{c_2}{\lambda T_S}} - 1}\right) \tag{28}$$

Sowohl der Absorptionskoeffizient K als auch die Schichtdicke L ist für die dieselmotorische Verbrennung nicht bekannt. Das Produkt KL wird jedoch häufig als relative Rußkonzentration bezeichnet und kann mit der absoluten Zwei-Farben-Methode ebenfalls berechnet werden. Aufgrund der hohen Fehleranfälligkeit dieser Größe [173] wird im Rahmen dieser Arbeit darauf verzichtet. Wird Gl. (28) bei zwei Wellenlängen angewandt, so kann die unbekannte KL eliminiert werden. Da die Berechnung der Temperatur nach der Absolutmethode iterativ erfolgen muss, wird folgende Form verwendet, da diese eine schnelle Konvergenz gewährleistet [55]:

$$\frac{\lambda_1^\alpha}{\lambda_2^\alpha} - \frac{\ln\left(1 - \frac{e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1}{e^{\frac{c_2}{\lambda T_{S1}}} - 1}\right)}{\ln\left(1 - \frac{e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1}{e^{\frac{c_2}{\lambda T_{S2}}} - 1}\right)} = 0 \tag{29}$$

Die Lösung der Gleichung geschieht mithilfe eines vereinfachten Newton-Raphson-Verfahrens in MATLAB. Das Skript für die Berechnungen wurde im Rahmen dieser Arbeit am Fachgebiet Fahrzeugantriebe entwickelt.

Für die Lösung von Gl. (29) ist noch die Kenntnis der Schwarzkörpertemperaturen T_{S1} und T_{S2} vonnöten. Diese werden mit Hilfe der Kameras und durch Anwendung des Planck‘schen Strahlungsgesetzes bestimmt. Dafür muss die von der Kamera gemessene Intensität in die tatsächliche Strahldichte umgerechnet werden. Dies geschieht mithilfe einer Sensitivitätskonstante der Kamera. Die Sensitivitätskonstante jeder Kamera muss im Rahmen einer Kalibrierung des Kamerasystems an einer definierten Strahlungsquelle ermittelt werden. Als Strahlungsquelle wurde für diese Arbeit eine Wolframbandlampe verwendet. Diese weist ein kontinuierliches Spektrum auf und ist an ihrer Schwerpunktwellenlänge von 650 nm auf eine schwarze Temperatur kalibriert. Das heißt, in dem Wellenlängenbereich hat sie die gleiche Leuchtdichte wie ein schwarzer Strahler gleicher Temperatur. Für andere Wellenlängen kann die Leuchtdichte dem Kalibrierprotokoll der Lampe entnommen werden. Die Kalibrierung erfolgte bei einer schwarzen Temperatur von T_s = 2400 K. Mit der gewählten Kalibrierung konnten nach der absoluten Zwei-Farben-Methode Temperaturen von minimal 1606 K berechnet werden. Bei niedrigeren Temperaturen konnten keine Lösungen mehr für Gl. (29) gefunden werden. Daher wurde für die Berechnung von Temperaturen kleiner 1606 K die relative Zwei-Farben-Methode angewendet. Damit können Temperaturen bis minimal 900 K berechnet werden. Diese Grenze wird durch die ausgewählten optischen Filter definiert,

da sich das Spektrum der thermischen Strahlung bei niedrigen Temperaturen zu hohen Wellenlängen hin verschiebt (siehe Abbildung 42).

Aufgrund einer hohen Fehleranfälligkeit des Messverfahrens, vor allem durch die geometrische Ausrichtung der Kameras zueinander und zum Brennraum, wird in dieser Arbeit auf eine Auswertung des absoluten Niveaus der berechneten Temperaturen verzichtet. Es erfolgt lediglich ein Quervergleich der Temperaturen der verschiedenen Einspritzdüsen.

4.2.4.4 Quantifizierung der Lufterfassung und der kinetischen Energie der Verbrennung

Da das Ziel der innovativen Düsen eine Erhöhung der Lufterfassung während der Verbrennung ist, wurde ein Weg gesucht, um diese zu quantifizieren. Zur Bewertung wurden die Aufnahmen des REL verwendet. Es wurde ein Schwellwert für die Intensität des Signals definiert. Die Aufnahmen wurden pixelweise mit dem Schwellwert verglichen. Wurde der Schwellwert überschritten, so wurde das Pixel als genutzt gewertet. Die Anzahl der genutzten Pixel wurde pro Bild aufsummiert und über die fünf aufgenommenen Zyklen gemittelt. Auf diese Weise kann die Lufterfassung prozentual und in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel dargestellt werden. Zu beachten ist, dass es sich um eine rein zweidimensionale Auswertung handelt. Aufgrund der integralen Betrachtung des Brennraumes und des eingeschränkten Sichtbereiches kann keine belastbare Aussage über das tatsächlich erfasste Volumen getroffen werden.

Neben der absoluten Lufterfassung sind die kinetische Energie der Verbrennung und die Durchmischung von entscheidender Bedeutung für die Verbrennung und die Rußoxidation. Um die Mischungsvorgänge während der Verbrennung zu quantifizieren, wurden daher die REL-Aufnahmen mithilfe eines auf MATLAB basierenden Algorithmuses analysiert, welcher eigentlich für Particle Image Velocimetry (PIV) Anwendungen entwickelt wurde. Die „PIVsuite“ wurde von [174] entwickelt und ist frei verfügbar. Das Prinzip der PIV baut grundsätzlich darauf auf, dass sich ein Punkt oder ein Muster eines Bildes im zeitlich darauffolgenden Bild um einen Vektor verschoben hat. Ist dieser Verschiebevektor bekannt, so kann mithilfe der Zeitdifferenz zwischen den zwei Bildern und dem Abbildungsmaßstab eine Geschwindigkeit berechnet werden.

In dem verwendeten Algorithmus werden die Verschiebevektoren durch eine Kreuzkorrelation von zwei aufeinanderfolgenden Bildern bestimmt. Das Grundprinzip einer

Kreuzkorrelation ist in Abbildung 63 dargestellt. Bei der Kreuzkorrelation werden die Bilder zunächst in Teilbilder (I) zerlegt. Nun wird ein sogenannter Korrelationskoeffizient R für ein Teilbild des ersten Bildes I und das dementsprechende Teilbildes des darauffolgenden Bildes I‘ berechnet. Die Intensität der Teilbilder wird dafür pixelweise multipliziert und anschließend aufsummiert. Allerdings wird nicht nur ein Korrelationskoeffizient pro Teilbildpaar berechnet, sondern eine ganze Matrix R(x,y). Dabei werden die Bildpunkte des Teilbilds I‘ jeweils durch den Vektor $\binom{x}{y}$ verschoben. Je größer der Wert von R ist, desto größer ist die Korrelation der Teilbilder. Als Verschiebvektor eines Teilbildes werden daher die Werte von x,y definiert, für die R maximal ist.

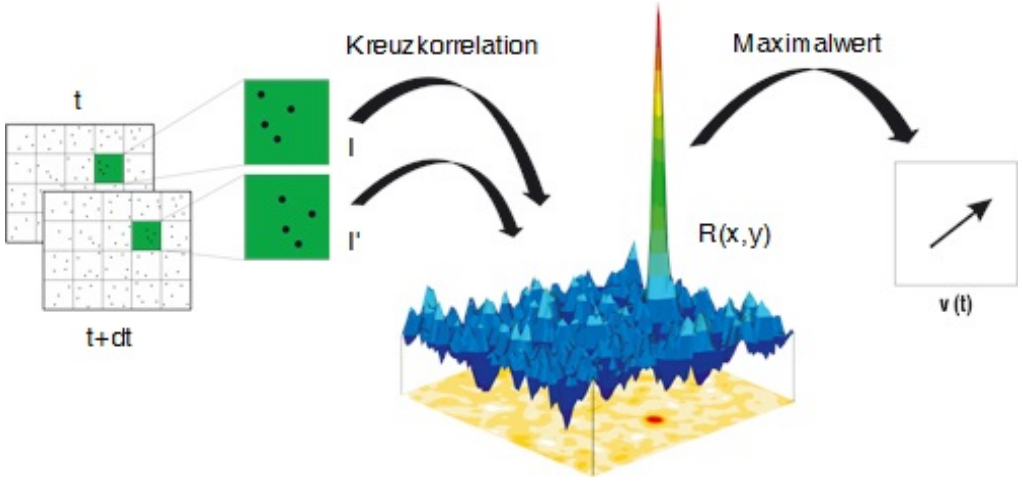

Abbildung 63: Prinzip der Kreuzkorrelation. [175], Ergänzungen durch Autor

5 Versuchsergebnisse und Diskussion

In diesem Kapitel werden die Versuchsergebnisse dargestellt und diskutiert. Das Kapitel ist im Wesentlichen in die vier untersuchten innovativen Düsen gegliedert.

5.1 Sehr hohe Spritzlochanzahl (14-Lochdüse)

5.1.1 Emissionsergebnisse (BP1200/7)

5.1.1.1 Variation der Verbrennungsschwerpunktlage

In Abbildung 64 sind die am Emissionsmotor ermittelten Messgrößen für die Variation der Verbrennungsschwerpunktlage (φ_{QB50}) bei mittlerer Teillast (BP1200/7) für die Düsen P_HD355/8L (in diesem Abschnitt auch als Referenzdüse bezeichnet) und P_HD355/14L dargestellt. Der spezifische indizierte Kraftstoffverbrauch des Hochdruckprozesses ($b_{i,HD}$) zeigt die zu erwartenden Ergebnisse bezüglich der Schwerpunktvariation. Die minimalen Kraftstoffverbräuche werden zwischen φ_{QB50} = 369 °KW und φ_{QB50} = 371 °KW erzielt, da dort der beste Kompromiss zwischen geringen Wandwärmeverlusten und einem hohen Gleichraumgrad der Verbrennung erzielt wird. Bei einem früheren Verbrennungsschwerpunkt steigen die Wandwärmeverluste durch das höhere Druck- und Temperaturniveau stark an. Spätere Schwerpunkte führen zu großen Verlusten durch die höhere Abweichung von der Gleichraumverbrennung, welche den höchsten thermischen Wirkungsgrad liefert. Im Düsenvergleich zeigt der Kraftstoffverbrauch nur geringe Unterschiede von unter 1 %. Da dieser minimale Wert im Bereich der Messgenauigkeit liegt, werden die Unterschiede hier nicht weiter diskutiert. Das globale Verbrennungsluftverhältnis zeigt nur geringe Unterschiede für die Düsen. Die Verschiebungen zueinander korrelieren mit dem Verlauf der Kraftstoffverbräuche, da die AGR-Raten für beide Düsen praktisch identisch sind.

Signifikante Unterschiede finden sich bei den Emissionen, insbesondere den spezifischen Partikel- und Kohlenmonoxidemissionen. Die Partikelemissionen der P_HD355/14L-Düse betragen das 2- bis 5-Fache der Referenzdüse P_HD355/8L. Bei früheren Verbrennungsschwerpunkten ist der Unterschied größer, da die Partikelemissionen mit der Referenzdüse abnehmen, während sie mit der P_HD355/14L-Düse unge-

fähr auf einem Niveau bleiben. Bei früheren Verbrennungsschwerpunktlagen sollten die Partikelemissionen sinken, da die Rußoxidation durch ein höheres Temperaturniveau während des Ausbrandes gefördert wird. Außerdem kann der Vormischanteil der Verbrennung durch einen längeren Zündverzug zunehmen. Die P_HD355/14L-Düse kann von den verbesserten Rußoxidationsbedingungen nicht profitieren, was zusammen mit dem sehr hohem Emissionsniveau für eine geringere Lufterfassung mit dieser Düse spricht.

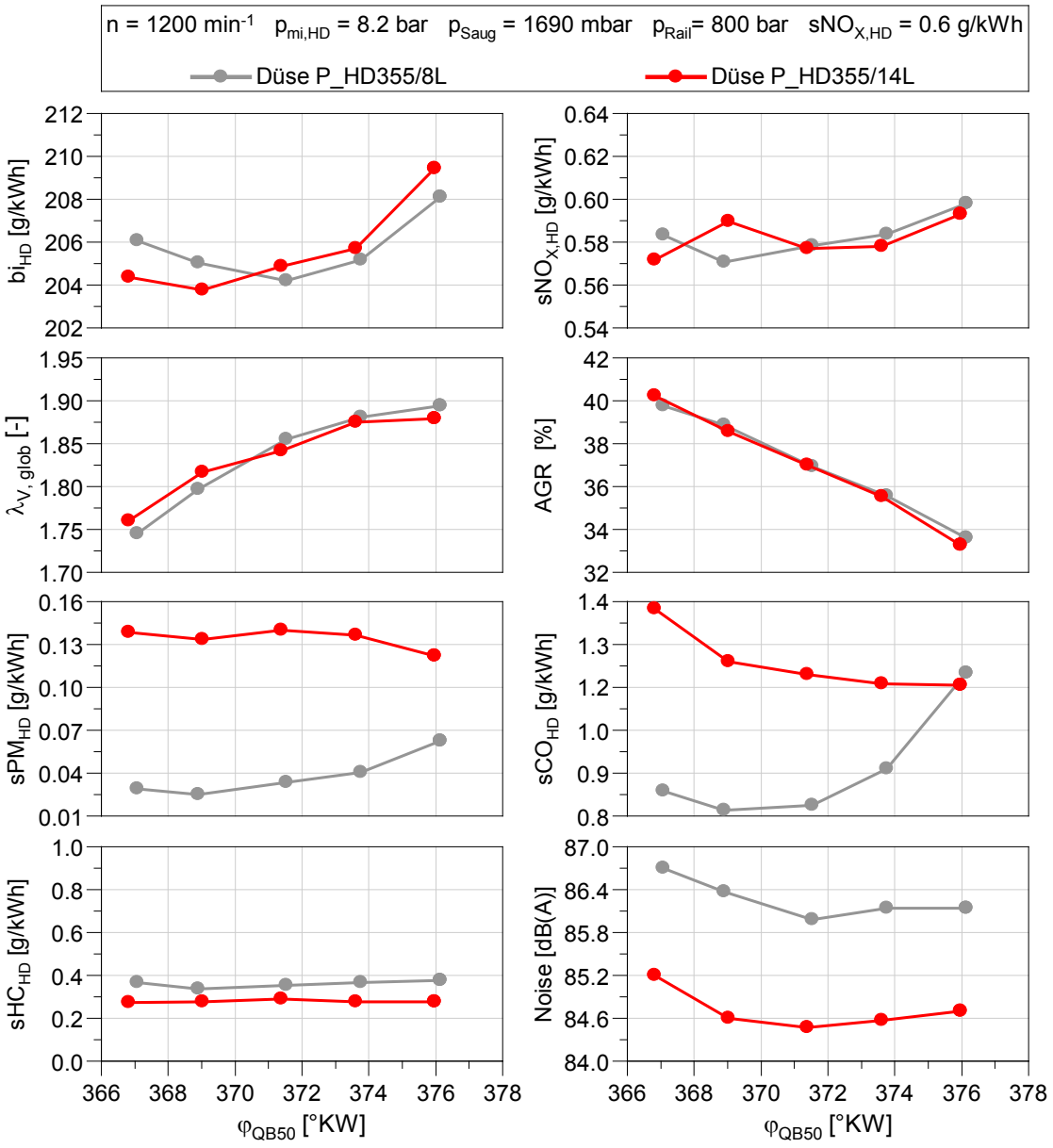

Abbildung 64: Emissionsergebnisse der P_HD355/14L-Düse im BP1200/7 bei Variation der Verbrennungsschwerpunktlage.

Die Kohlenmonoxidemissionen liegen mit der P_HD355/14L-Düse insgesamt ebenfalls deutlich höher als mit der P_HD355/8L-Düse. Die Zunahme beträgt je nach Verbrennungsschwerpunkt bis zu 59 %. Ausgehend vom frühesten Schwerpunkt sinken die Kohlenmonoxidemissionen mit der Referenzdüse zunächst, da die Verbrennung magerer wird. Durch die sinkenden Verbrennungstemperaturen wird hier nur eine geringere AGR-Rate benötigt, um die gleichen Stickoxidemissionen zu erreichen. Bei den spätesten Schwerpunkten steigen die Kohlenmonoxidemissionen mit der Referenzdüse aufgrund der sinkenden Temperaturen dann stark an. Da die Oxidationsrate von Kohlenmonoxid stark mit der Temperatur abnimmt (siehe Abschnitt 2.3.3), kann es hier zum Einfrieren der Reaktion kommen. Mit der P_HD355/14L-Düse nehmen die Kohlenmonoxidemissionen bei späten Verbrennungsschwerpunkten nicht zu, was dafür sprechen kann, dass die Verweildauer bei hohen Temperaturen höher ist bzw. die Temperatur im Ausbrand hier nicht der limitierende Faktor ist. Bei früheren Schwerpunktlagen reagieren die Kohlenmonoxidemissionen mit der P_HD355/14L-Düse empfindlich auf das sinkende globale Lambda indem sie deutlich zunehmen. Die Emissionen können hier nicht von steigenden Verbrennungstemperaturen profitieren, was wieder dafür spricht, dass die Lufterfassung mit der Düse geringer ist und das Luftangebot hier der limitierende Faktor für die Oxidation ist.

Die spezifischen Kohlenwasserstoffemissionen sind für beide Düsen über die Verbrennungsschwerpunktlage annährend konstant. Die Kohlenwasserstoffemissionen reagieren nicht so sensibel auf eine fettere Verbrennung wie die Kohlenmonoxidemissionen, da die Oxidation von Wasserstoff schneller und somit bevorzugt abläuft (siehe Abschnitt 2.3.3). Die Kohlenwasserstoffemissionen der P_HD355/14L-Düse liegen leicht unterhalb derer der P_HD355/8L-Düse. Aufgrund der hohen Empfindlichkeit dieser Messgröße gegenüber Rückständen in den Abgasleitungen werden die Unterschiede aber als nicht signifikant eingestuft.

Die berechneten Verbrennungsgeräusche steigen bei früheren Schwerpunkten aufgrund eines zunehmenden Zündverzuges. Mit der P_HD355/14L-Düse ist das Geräusch um 1,5 dB(A) bis 2 dB(A) niedriger als das der Referenzdüse P_HD355/8L. Durch die kleineren Spritzlöcher der P_HD355/14L-Düse kann schneller ein zündfähiges Gemisch entstehen (siehe Abschnitt 2.2.3.1). Dies lässt kürzere Zündverzüge und geringere Anteile an initial vorgemischter Verbrennung und somit geringere Druckgradienten erwarten. Durch eine leichte Erhöhung des Einspritzdruckes mit der P_HD355/14L-Düse

könnte das Geräuschniveau an das der P_HD355/8L-Düse angepasst werden, wodurch sich der Nachteil bei den Partikelemissionen geringfügig reduzieren ließe.

Zur genaueren Analyse der Düsenunterschiede sind in Abbildung 65 die berechneten Brennverläufe und die mittlere Gastemperatur des Basispunktes dieses Betriebspunktes mit φ_{QB50} = 369 °KW dargestellt. Die Wärmefreisetzung der Vorverbrennungen mit der P_HD355/14L-Düse fällt entgegen der Zielsetzung etwas geringer aus als mit der P_HD355/8L-Düse. Werden der elektrische Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung und der erste Anstieg im Brennverlauf der Hauptverbrennung zugrunde gelegt, so weist die P_HD355/14L-Düse trotzdem einen etwas geringeren Zündverzug auf als die P_HD355/8L-Düse. Durch die kleineren Spritzlöcher kann schneller ein zündfähiges Gemisch gebildet werden.

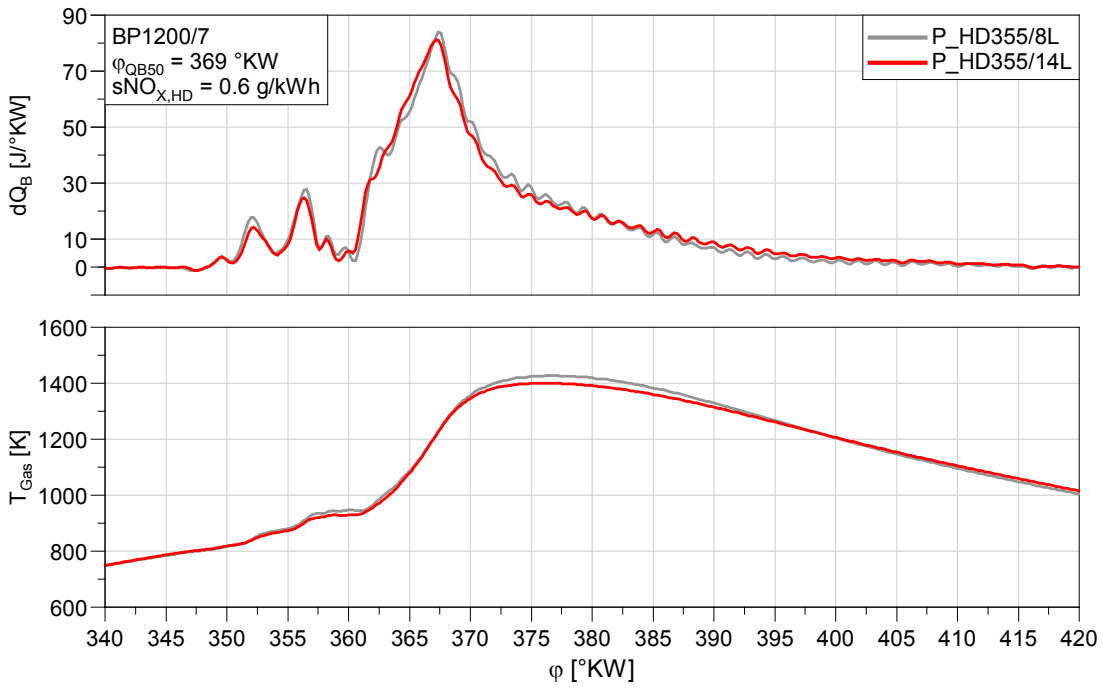

Abbildung 65: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der P_HD355/14L-Düse im BP1200/7 bei φ_{QB50} = 369 °KW.

Der Anteil an initial vorgemischter Verbrennung ist mit der P_HD355/14L-Düse dementsprechend etwas geringer, was ein Grund für das geringere Verbrennungsgeräusch, aber auch für die höheren Rußemissionen sein kann. Deutliche Unterschiede sind an den Enden der mischungskontrollierten Phase der Verbrennung erkennbar. Die P_HD355/14L-Düse erreicht hier nicht die maximale Wärmefreisetzungsrate der P_HD355/8L-Düse, was für eine geringere Lufterfassung oder auch ein Überdrallen

sprechen könnte. Durch eine Variation des Drallniveaus konnte Überdrallen jedoch als Ursache für die Emissionsnachteile der P_HD355/8L-Düse weitestgehend ausgeschlossen werden, da die Partikelemissionen bei Absenkung des Drallniveaus ansteigen. Die Ergebnisse sind dieser Arbeit im Anhang A beigefügt.

Die Ausbrandphase läuft mit der P_HD355/14L-Düse verschleppt ab. In den ersten 15 °KW der Ausbrandphase wird mit der P_HD355/14L-Düse zunächst weniger Wärme freigesetzt, danach kehrt sich der Trend um. Die mittlere Gastemperatur liegt für die P_HD355/14L-Düse dadurch über weite Bereiche des Ausbrandes unterhalb der Temperatur der P_HD355/8L-Düse. Dies lässt eine geringere Lufterfassung der P_HD355/14L-Düse in dieser Phase vermuten und negative Effekte auf die Rußoxidation erwarten.

Um die Unterschiede in der Ausbrandphase zu verdeutlichen, sind in Abbildung 66 die normierten Summenbrennverläufe nur für die Hauptverbrennung (HV) gegeneinandergestellt. Ab ca. 368° KW, was dem Ende der mischungskontrollierten Verbrennung entspricht, verliert die P_HD355/14L-Düse gegenüber der P_HD355/8L-Düse an Boden. Erst ab ca. 385 °KW nähern sich die Kurven wieder an. Die P_HD355/14L-Düse zeigt also im ersten Teil des Ausbrandes, wo für die Rußoxidation noch günstig hohe Temperaturen herrschen, deutliche Nachteile gegenüber der P_HD355/8L-Düse.

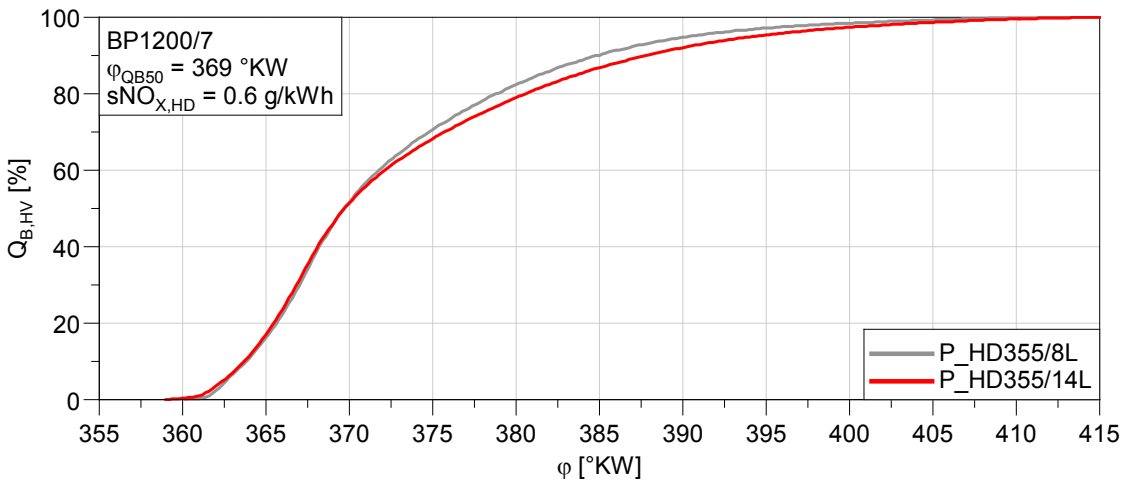

Abbildung 66: Normierter Summenbrennverlauf der Hauptverbrennung der P_HD400/14L-Düse im BP1200/7 bei φ_{QB50} = 369 °KW.

5.1.1.2 Variation der AGR-Rate

In Abbildung 67 sind die Ergebnisse in Abhängigkeit von den spezifischen NO_x-Emissionen (sNO_x) bezogen auf die indizierte Leistung des Hochdruckprozesses dargestellt, welche im Düsenvergleich konstant gehalten wurden. Der Kraftstoffverbrauch sinkt tendenziell für beide Düsen, je höher die AGR-Raten bzw. je geringer die NO_x-Emissionen sind. Ursächlich sind hier geringere Wandwärmeverluste und weniger Dissoziationsverluste durch geringere Verbrennungstemperaturen sowie eine leichte Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage. Die düsenspezifischen Unterschiede im Kraftstoffverbrauch liegen im Bereich der Messgenauigkeit.

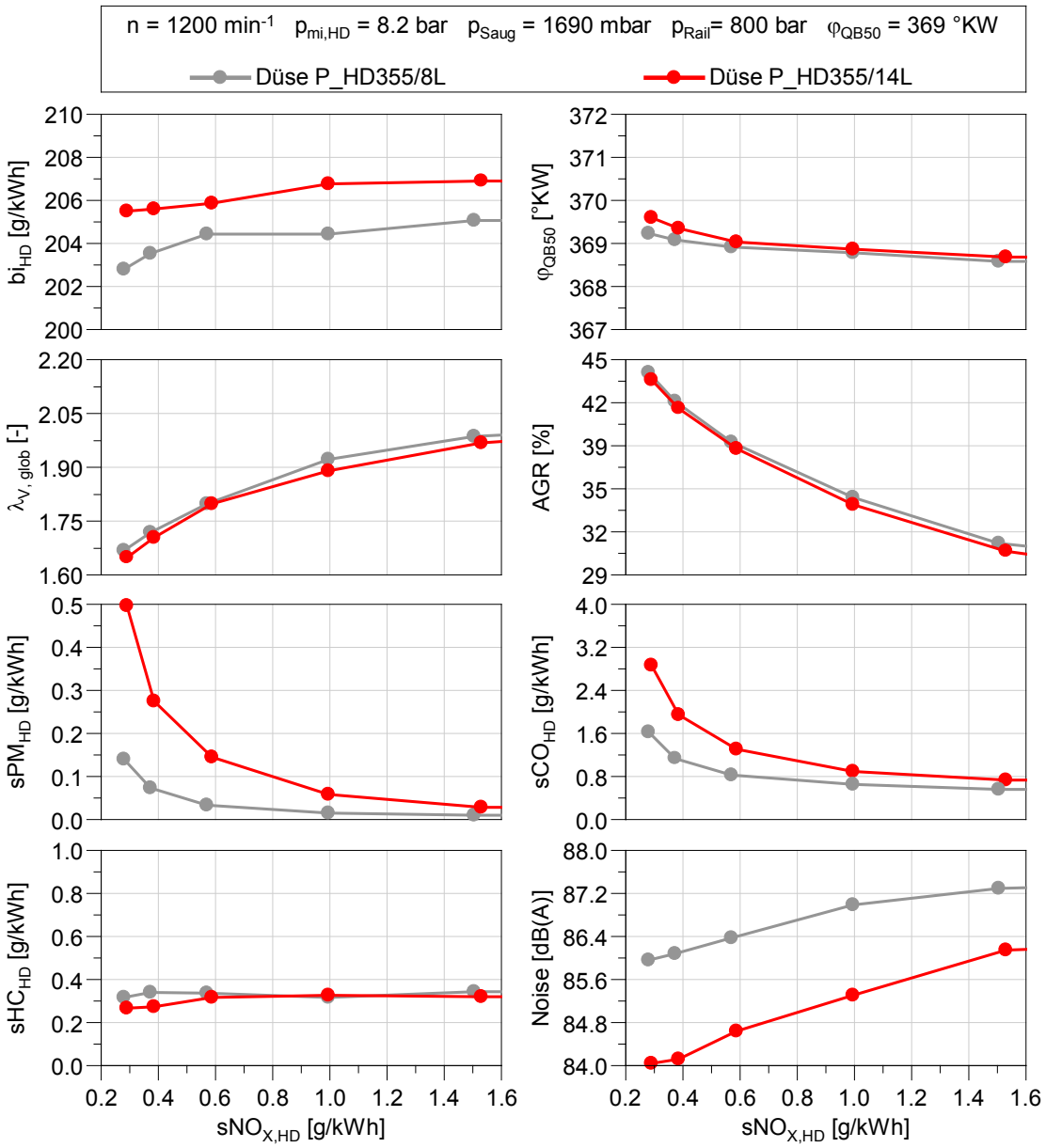

Abbildung 67: Emissionsergebnisse der P_HD355/14L-Düse im BP1200/7 bei Variation der AGR-Rate.

Die Verbrennungsluftverhältnisse sinken bei geringeren NO_x-Emissionen durch die Erhöhung der AGR-Rate. Mit der P_HD355/14L-Düse liegt das Luftverhältnis entsprechend dem höheren Kraftstoffverbrauch durchgehend etwas unterhalb desjenigen mit der P_HD355/8L-Düse. Die P_HD355/14L-Düse benötigt in allen Messpunkten eine etwas geringere AGR-Rate, um die gleichen NO_x-Emissionen zu erreichen, was auf das etwas fettere Abgas zurückgeführt werden kann. Tatsächlich ist die berechnete Sauerstoffkonzentration der Ansaugluft für die P_HD355/14L-Düse etwas geringer. Dies spricht dafür, dass die Verbrennungstemperaturen mit der P_HD355/14L-Düse während der mischungskontrollierten Verbrennung höher sind, was wiederum auf eine höhere Lufterfassung der Düse in dieser Phase schließen lässt.

Erwartungsgemäß nehmen die Partikel- und Kohlenmonoxidemissionen mit sinkenden NO_x-Emissionen zu. Durch die steigende AGR-Rate steht weniger Sauerstoff für die Oxidation zur Verfügung. Die Bildung von Rußvorläufern nimmt zudem bei fetterer Verbrennung zu (siehe Abschnitt 2.3.1.1). Gleichzeitig sinken die Verbrennungstemperaturen, was sich ebenfalls negativ auf die Oxidation dieser Schadstoffe auswirkt.

Die Partikelemissionen der P_HD355/14L-Düse sind wie bei der φ_{QB50}-Variation stark erhöht und betragen das 2,9- bis 4,5-Fache der P_HD355/8L-Düse. Die Verbrennung der P_HD355/14L-Düse reagiert auch hier stärker und früher auf die Absenkung des globalen Verbrennungsluftverhältnisses. Dies wird als Indiz für eine schlechtere Lufterfassung der Düse gewertet. Dazu passt auch das Verhalten der Kohlenmonoxidemissionen. Mit der P_HD355/14L-Düse steigen die Emissionen um 31 % bis 76 % gegenüber der Referenzdüse, wobei der Unterschied bei höheren AGR-Raten zunimmt. Die Kohlenwasserstoffemissionen zeigen dagegen keine signifikanten Unterschiede im Düsenvergleich.

Das berechnete Verbrennungsgeräusch sinkt für beide Düsen bei höheren AGR-Raten, da die Brenngeschwindigkeit durch die geringe Sauerstoffkonzentration und die niedrigeren Verbrennungstemperaturen abnimmt. Das Geräusch der P_HD355/14L-Düse liegt zwischen 1,2 und 2,0 db(A) unterhalb des Geräusches der P_HD355/8L-Düse. Der Unterschied nimmt bei höheren AGR-Raten zu. Durch die schnellere Gemischaufbereitung der kleinen Spritzlöcher weist die P_HD355/14L-Düse einen kürzeren Zündverzug auf.

Dies wird auch an den in Abbildung 68 dargestellten Brennverläufen der Messpunkte $sNO_{x,HD}$ = 1,5 g/kWh und $sNO_{x,HD}$ = 0,3 g/kWh deutlich. Die P_HD355/14L-Düse zeigt

hier eine geringere Brennrate am Ende der initial vorgemischten Verbrennung. Dementsprechend kleiner fallen auch die Druckgradienten im Zylinder aus.

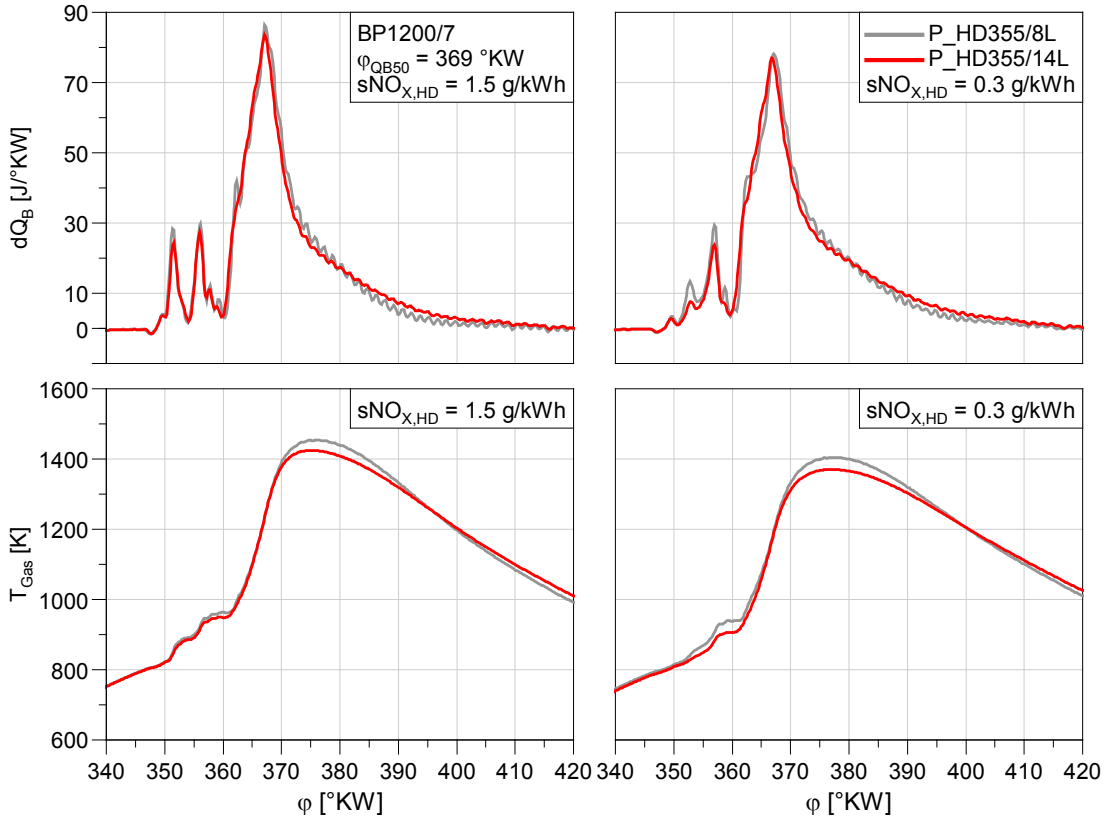

Abbildung 68: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der P_HD355/14L-Düse im BP1200/7 bei $sNO_{x,HD}$ = 1,5 g/kWh und $sNO_{x,HD}$ = 0,3 g/kWh.

Die Brennverläufe ähneln ansonsten den im vorherigen Abschnitt betrachteten. Die P_HD355/14L-Düse erreicht nicht die maximale Brennrate der P_HD355/8L-Düse. Und auch im ersten Teil des Ausbrandes liegt die Wärmefreisetzung der P_HD355/14L-Düse deutlich unterhalb der Referenzdüse, was für eine geringere Lufterfassung sprechen kann. Daraus resultieren auch die niedrigen Gastemperaturen der P_HD355/14L-Düse bis ca. 395 °KW, wodurch es zu Nachteilen bei der Rußoxidation kommen kann.

Eindeutige Indizien für den größeren Emissionsnachteil der P_HD355/14L-Düse bei der hohen AGR-Rate sind in den Brenn- und Temperaturverläufen nicht vorzufinden. Die relativen Unterschiede bei der Gastemperatur sind für beide AGR-Raten vergleichbar. Eventuell wiegen die Temperaturdefizite der P_HD355/14L-Düse bei der hohen AGR-Rate aber umso schwerer, da die Temperatur grundsätzlich schon auf niedrigerem Niveau ist und so die nötige Mindesttemperatur für die Rußoxidation seltener erreicht wird.

5.1.2 Optische Ergebnisse

5.1.2.1 Qualitative Analyse der Aufnahmen

Aufgrund des hohen Messaufwandes wurde am Transparentmotor nur der Basispunkt von BP1200/7 (sNO_x = 0,6 g/kWh, φ_{QB50} = 369 °KW) untersucht. Die Analyse der Vorverbrennungen erfolgt mithilfe der Aufnahmen des Mie-Streulichtes der flüssigen Einspritzphase sowie des Rußeigenleuchtens (REL) und der OH-Chemilumineszenz, welche im Folgenden als ultraviolettes Leuchten (UVL) bezeichnet wird. REL und UVL werden gemeinsam in einem Bild dargestellt. Zur besseren Unterscheidung werden die eigentlich monochromen Aufnahmen in Falschfarben dargestellt. Das UVL wird in Blautönen und das REL in orangen Farbtönen dargestellt. Die Hauptverbrennung wird anhand des REL und der mittels der Zwei-Farben-Methode berechneten Ruß- bzw. Verbrennungstemperaturen analysiert. Während der Hauptverbrennung wird auf eine Darstellung des UVL verzichtet, da es hier zu einer starken Überlagerung des Signals durch das REL kommt (siehe Abschnitt 4.2.4.2). Zu beachten ist, dass die Bilder der Verbrennungstemperatur aufgrund des unterschiedlichen Messaufbaus nicht ein und dieselbe Verbrennung zeigen wie die Bilder des REL und UVL. Der Vergleich der Düsen erfolgt zu signifikanten Zeitpunkten, wobei die in Fettschrift markierten Zeitpunkte jeweils in den Abbildungen dargestellt sind. Exemplarisch werden die Bilder des ersten der fünf aufgezeichneten Zyklen dargestellt.

Der Spritzbeginn der ersten VE ist bei beiden Düsen bei 346,8 °KW. Bei **347,1 °KW** (Abbildung 69) lassen sich Unterschiede in der Penetrationstiefe des flüssigen Kraftstoffes feststellen. Die P_HD355/14L-Düse weist eine geringere Penetrationstiefe auf, da die kleineren Spritzlöcher den Sprayimpuls reduzieren. Dies geschieht, obwohl bei beiden Düsen noch eine Drosselung des Durchflusses im Nadelsitz erfolgt. Bei **347,4 °KW** ist das Spray noch etwas weiter in den Brennraum eingedrungen. Da die Düsen bereits wieder schließen, zeigt sich insbesondere bei der 355/8L-Düse ein unsymmetrisches Spraybild. Dies wird vermutlich durch Nadeltaumeln und eine einseitige stärkere Drosselung verursacht. Bei 347,7 °KW sind beide Düsen wieder geschlossen. Es dauert jedoch noch eine gewisse Zeit, bis der Kraftstoff vollständig verdampft ist. In Düsennähe sind auch noch flüssige Kraftstoffreste vorhanden, wenn bei 349,5 °KW erste Reaktionen im UVL für beide Düsen zu sehen sind. Dieser Zeitpunkt stimmt mit dem ersten Anstiegen im Brennverlauf überein. Der Zündverzug beträgt somit für beide Düsen ca. 3,3 °KW.

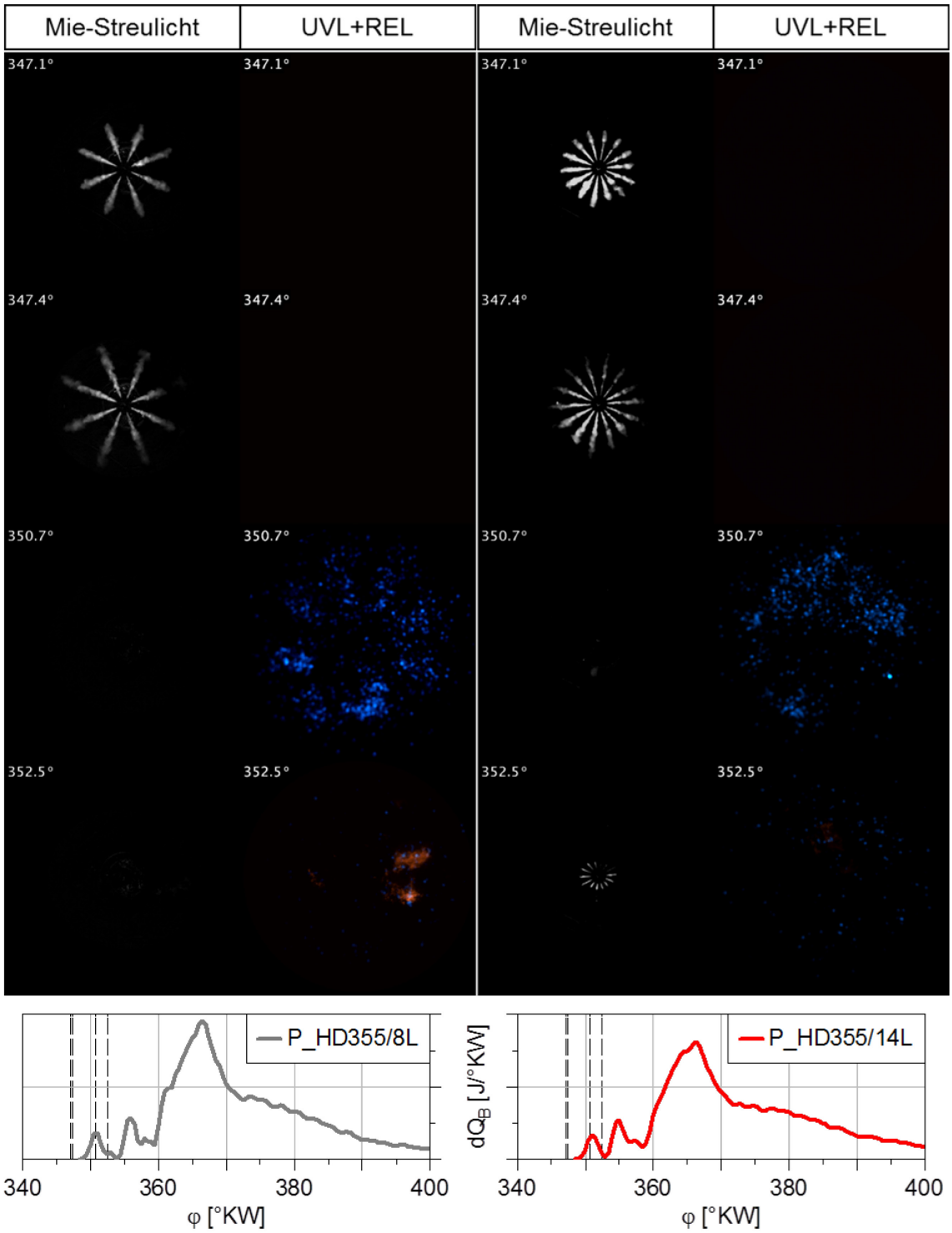

Abbildung 69: Optische Ergebnisse der P_HD355/14L-Düse der ersten Vorverbrennung des BP1200/7.

Die maximalen Intensitäten des UVL werden kurze Zeit später bei **350,7 °KW** erreicht. Dies entspricht in etwa dem Zeitpunkt der maximalen Wärmefreisetzung der ersten Vorverbrennung laut berechnetem Brennverlauf. Bei der 355/8L-Düse lassen sich gemäß der Spritzlochanzahl acht Verbrennungsgebiete beobachten, während diese bei der 355/14L-Düse ineinander verschwimmen. Das erste REL tritt mit der 355/8L-Düse bei

351,0 °KW und mit der 355/14L-Düse bei 351,3 °KW auf, während das maximale REL mit beiden Düsen bei **352,5 °KW** und somit ganz am Ende der Wärmefreisetzung der ersten Vorverbrennung zu verzeichnen ist. Die Intensität bleibt insgesamt aber sehr gering, da das Gemisch durch die lange Zündverzugszeit gut homogenisieren kann, so dass die Verbrennungen überwiegend vorgemischt ablaufen. Die P_HD355/14L-Düse zeigt dabei noch weniger REL als die P_HD355/8L-Düse, was für eine bessere Gemischhomogenisierung durch die kleineren Spritzlöcher spricht.

Bei 352,5 °KW startet auch gerade die zweite Voreinspritzung der Düse P_HD355/14L. Der Spritzbeginn der P_HD355/8L-Düse folgt bei 353,4 °KW. Jeweils 0,3 °KW später bei **353,7 °KW** (P_HD355/8L) bzw. **352,8 °KW (**P_HD355/14L) zeigen beide Düsen ein homogenes Spritzbild (Abbildung 70). Beim Schließen der Düsen zeigt sich bei der P_HD355/8L-Düse (**354,3 °KW**) wieder ein stärker asymmetrisches Spritzbild als bei der P_HD355/14L-Düse (**353,4 °KW**). Da während der zweiten VE noch die letzten Reaktionen der ersten VE stattfinden, lässt sich optisch kein klarer Zündverzug bestimmen. Wird der erste Anstieg der Brennverläufe als Indikator herangezogen, so betragen die Zündverzüge jeweils ca. 0,5° KW.

Der Zündverzug ist somit deutlich kürzer als noch bei der ersten Voreinspritzung. Dies hat zur Folge, dass die zweite Vorverbrennung deutlich weniger vorgemischt abläuft. Es wird deutlich mehr Ruß gebildet als noch bei der ersten Vorverbrennung, so dass das REL gegenüber dem UVL dominiert. Die maximalen mittleren Intensitäten sowohl des REL als auch des UVL liegen bei **357,9 °KW** (P_HD355/8L) bzw. **357,3 °KW** (P_HD355/14L) und somit gegen Ende der Wärmefreisetzungen. Das Verhältnis von UVL zu REL ist bei der P_HD355/14L-Düse etwas höher als bei der P_HD355/8L-Düse, was wieder für eine stärker vorgemischte Verbrennung spricht. Bei der P_HD355/8L-Düse zeigt das REL ziemlich klar voneinander trennbare Verbrennungsgebiete gemäß der Spritzlochanzahl. Bei der P_HD355/14L-Düse kommt es dagegen vor allem im oberen Bildbereich zu einer Überlappung der einzelnen Zonen. Mit der P_HD355/8L-Düse reichen die Gebiete des REL bis über den Rand des Sichtbereiches. Mit der P_HD355/14L-Düse wird der Rand kaum erreicht, da der Kraftstoff durch den geringeren Strahlimpuls der kleineren Spritzlöcher weniger weit eingedrungen ist.

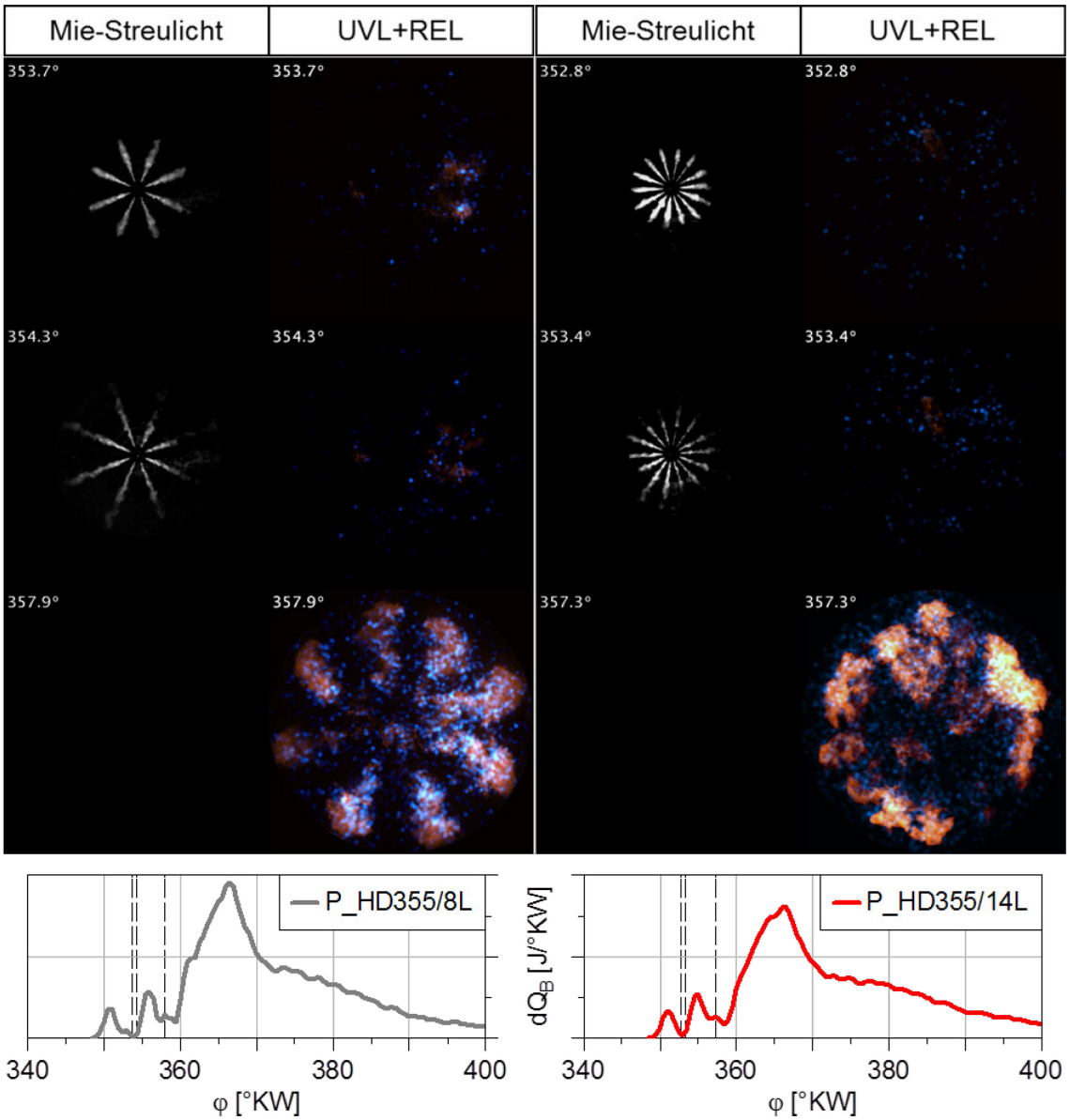

Abbildung 70: Optische Ergebnisse der P_HD355/14L-Düse der zweiten Vorverbrennung des BP1200/7.

Der Spritzbeginn der Haupteinspritzung ist bei 358,8 °KW (P_HD355/8L) bzw. bei 358,2 °KW (P_HD355/14L). Die ersten Bilder in Abbildung 71 sind mit **359,7 °KW** (P_HD355/8L) bzw. **359,1 °KW** (P_HD355/14L) jeweils 0,9 °KW nach dem Spritzbeginn der HE. Die HE trifft bei beiden Düsen in die noch brennende zweite VE. Durch die Drallströmung im Brennraum haben sich die Verbrennungsgebiete im Uhrzeigersinn weiterbewegt. Bei der P_HD355/8L-Düse tangiert der flüssige Kraftstoff die Gebiete des REL nur und trifft teilweise in ungenutzte Luftbereiche. Bei der P_HD355/14L-Düse trifft die HE jedoch direkt in die Flammen. Die dort geringere Sauerstoffkonzentration trägt möglicherweise zur erhöhten Rußbildung der P_HD355/14L-Düse bei.

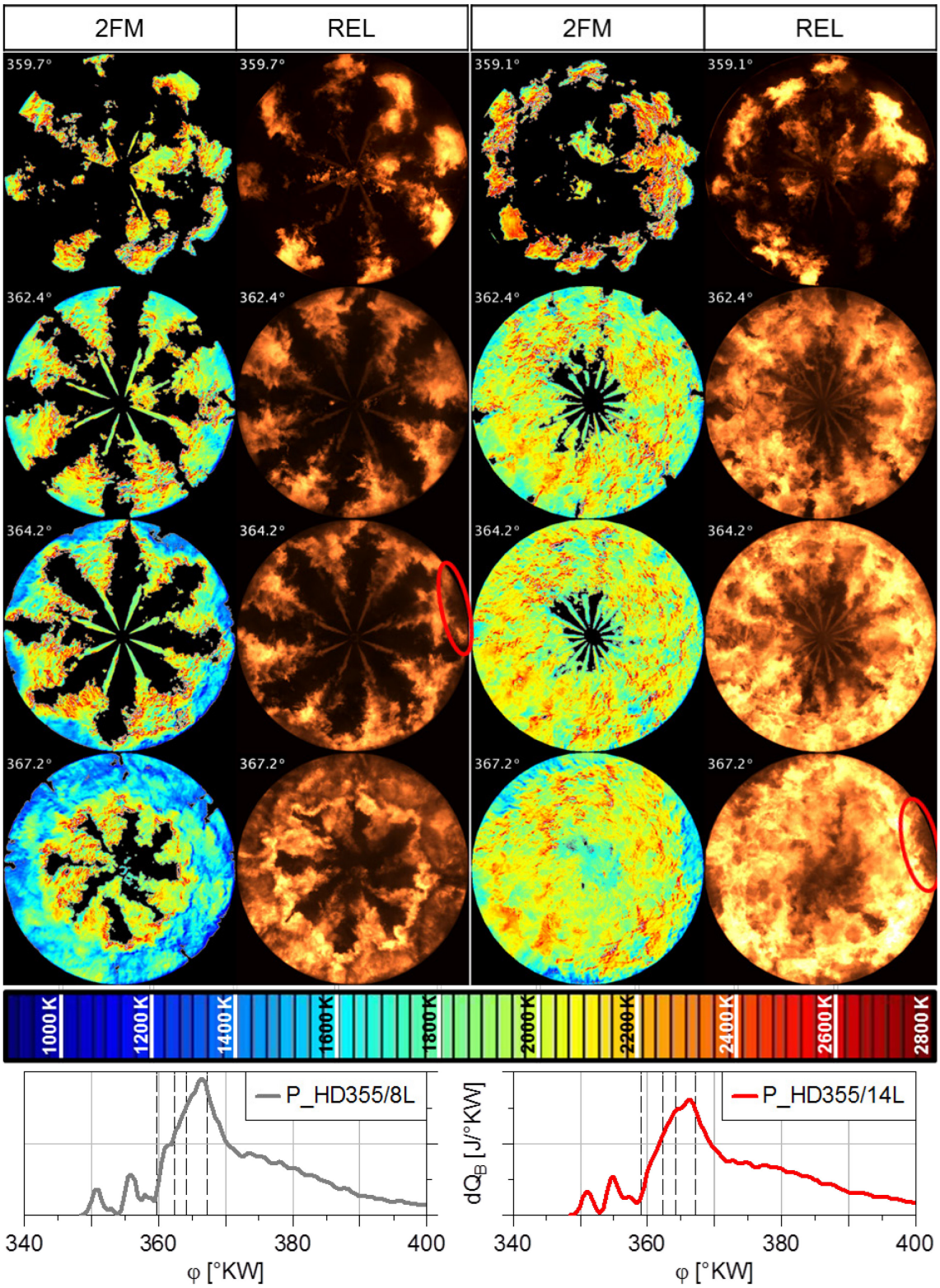

Abbildung 71: Optische Ergebnisse der P_HD355/14L-Düse des ersten Teils der Hauptverbrennung des BP1200/7.

Bei **362,4 °KW** erreichen die brennenden Fackeln beider Düsen den Muldenrand. Die flüssige Einspritzphase reicht nicht bis zur Muldenwand. Bei der P_HD355/8L-Düse sind Wall-Jets der einzelnen Fackeln zu erkennen. Entsprechend der Drallrichtung sind

die Wall-Jets im Uhrzeigersinn weiter fortgeschritten. Bei der P_HD355/14L-Düse sind kaum Wall-Jets zu erkennen. Im Vergleich zur P_HD355/8L-Düse scheint hier der Sprayimpuls der kleineren Spritzlöcher zu gering für eine ausgeprägte Interaktion mit der Muldenwand zu sein. Zwischen den Einspritzstrahlen im mittleren Brennraumbereich befinden sich mit der P_HD355/8L-Düse ungenutzte Luftbereiche. Mit der P_HD355/14L-Düse werden diese Bereiche gemäß der Zielstellung deutlich besser genutzt. Allerdings überlagern sich die einzelnen Fackeln bereits im mittleren Brennraumbereich. Dies kann zu fetten Verbrennungszonen mit hohem Rußbildungspotenzial führen. Grundsätzlich ist in dieser Phase der Verbrennung davon auszugehen, dass die Verbrennung im Mittel eher fett abläuft. Bei einer höheren Lufterfassung würde also eine Annäherung an $\lambda_V = 1$ von der fetten Seite her erfolgen. Das heißt, aus einer höheren Lufterfassung folgt eine höhere Verbrennungstemperatur. Tatsächlich sind die für die P_HD355/14L-Düse berechneten Temperaturen im Mittel leicht höher, was für eine magerere Verbrennung spricht. Zu beachten ist hier jedoch, dass die Verbrennung in unmittelbarer Wandnähe nicht sichtbar ist. Mit der P_HD400/8L-Düse sind dadurch wahrscheinlich größere Teile der Verbrennung im Gegensatz zur P_HD355/14L-Düse nicht sichtbar.

Erwartungsgemäß treten die höchsten Verbrennungstemperaturen mit beiden Düsen jeweils in den äußeren Bereichen der Fackeln auf, da dort eine nahezu stöchiometrische Verbrennung vorliegen sollte. Ganz am Rand werden Temperaturen von bis zu 2800 K ermittelt. In der Mitte der Fackeln und nahe der Muldenwand liegen die Temperaturen aufgrund einer fetteren Verbrennung im Bereich von 1600 K bis 2300 K. Gemäß der Theorie der adiabaten Flammentemperatur sollte die Temperatur bei der vorliegenden Sauerstoffkonzentration 2400 K nicht überschreiten. An den Rändern der Flammen können jedoch durch Abweichungen in den optischen Achsen beider Kameras und einer teildurchsichtigen Flamme verstärkt Messfehler auftreten.

Bei der Betrachtung der Bilder fällt zudem auf, dass die Verbrennungsgebiete der P_HD355/14L-Düse weiter an die Düsenspitze heranreichen als die der P_HD355/8L-Düse. Die kleineren Spritzlöcher führen erwartungsgemäß zu einer Verkürzung der Abhebelänge. Entscheidend für die Rußbildung ist jedoch der Lufteintrag im Verhältnis zur eingespritzten Kraftstoffmenge bzw. das Verhältnis von Abhebelänge zur flüssigen Eindringtiefe, welches anhand dieser Bilder nicht bestimmt werden kann.

Bei **364,2 °KW** kommt es bei der P_HD355/14L-Düse durch die hohe Anzahl an Spritzlöchern auch zu einer Überlappung der wandnahen Verbrennungsgebiete. Es sind keine definierbaren Wall-Jets zu erkennen. Die Überlappung kann zu sehr fetten Verbrennungsbereichen mit hoher Rußbildung führen [39]. Bei der P_HD355/8L-Düse bilden sich zu diesem Zeitpunkt radiale Wall-Jets, wodurch die Verbrennung an der Kolbenoberfläche in Richtung Brennraummitte umgelenkt wird. Diese Gebiete sind am Rand als dunkle Wolken zu erkennen (rote Markierung). Die Lufterfassung ist zu diesem Zeitpunkt mit der P_HD355/14L-Düse noch immer deutlich höher. Es wird nahezu der gesamte Sichtbereich genutzt, während mit der P_HD355/8L-Düse große ungenutzte Bereiche zwischen den Fackeln bestehen.

Die Verbrennungstemperaturen der beiden Düsen zeigen nun auch größere Unterschiede. Die mittlere Temperatur liegt mit der P_HD355/14L-Düse ca. 110 K höher, was für eine magerere Verbrennung spricht. Im Vergleich zum vorherigen Bild sind die Temperaturen mit der P_HD355/14L-Düse leicht gestiegen und mit der P_HD355/8L-Düse deutlicher gesunken. Die geringere mittlere Temperatur mit der P_HD355/8L-Düse wird durch die rückströmenden Verbrennungsgebiete verursacht, welche kaum 1600 K erreichen. Die geringere Temperatur hat zwei Ursachen: Erstens kühlt die Verbrennung durch den Wärmeübergang an den Kolben ab. Zweitens ist zu diesem Zeitpunkt eine sehr fette Verbrennung in Wandnähe aufgrund der geringen Lufterfassung zu erwarten.

Mit der P_HD355/14L-Düse ist erst bei ca. **367,2 °KW** ein geringer Rückstrom (rote Markierung) zu erkennen, während dieser bei der P_HD355/8L-Düse bereits weit fortgeschritten ist. Zu diesem Zeitpunkt ist die Einspritzung beider Düsen gerade beendet und der Brennverlauf zeigt hier die höchste Wärmefreisetzungsrate. Die Unterschiede bei den Verbrennungstemperaturen haben noch weiter zugenommen. Mit der P_HD355/14L-Düse liegen diese im Schnitt um ca. 200 K höher.

Bei **377,1 °KW** hat der Rückstrom der P_HD355/8L-Düse fast den vollständigen Brennraum erfasst (Abbildung 72). Bei der P_HD355/14L-Düse bestehen zu diesem Zeitpunkt noch ungenutzte Luftbereiche in der Brennraummitte. Durch den Frischlufteintrag aus der Brennraummitte sind die Verbrennungstemperaturen mit der P_HD355/8L-Düse wieder angestiegen. Dadurch hat sich der Trend umgekehrt und die Verbrennungstemperaturen liegen mit der P_HD355/8L-Düse leicht höher als mit der P_HD355/14L-Düse. Bis **378,6** °KW steigen die Temperaturen mit der P_HD355/8L-Düse noch weiter an und erreichen dort ihr lokales Maximum. Durch den später einset-

zenden Rückstrom steigen die Temperaturen bei der P_HD355/14L auch erst später wieder an. Das Maximum wird hier bei **381,9 °KW** erreicht. Da das Arbeitsgas bereits weiter expandiert ist, liegt das Maximum jedoch unterhalb des Höchstwertes der P_HD355/8L-Düse. Durch den geringeren Rückstrom der P_HD355/14L-Düse wird somit die Lufterfassung in der Ausbrandphase reduziert, wodurch auch die lokalen Verbrennungstemperaturen teilweise unterhalb denen der Referenzdüse liegen. Insgesamt ergeben sich somit deutlich verschlechterte Bedingungen für die Rußoxidation.

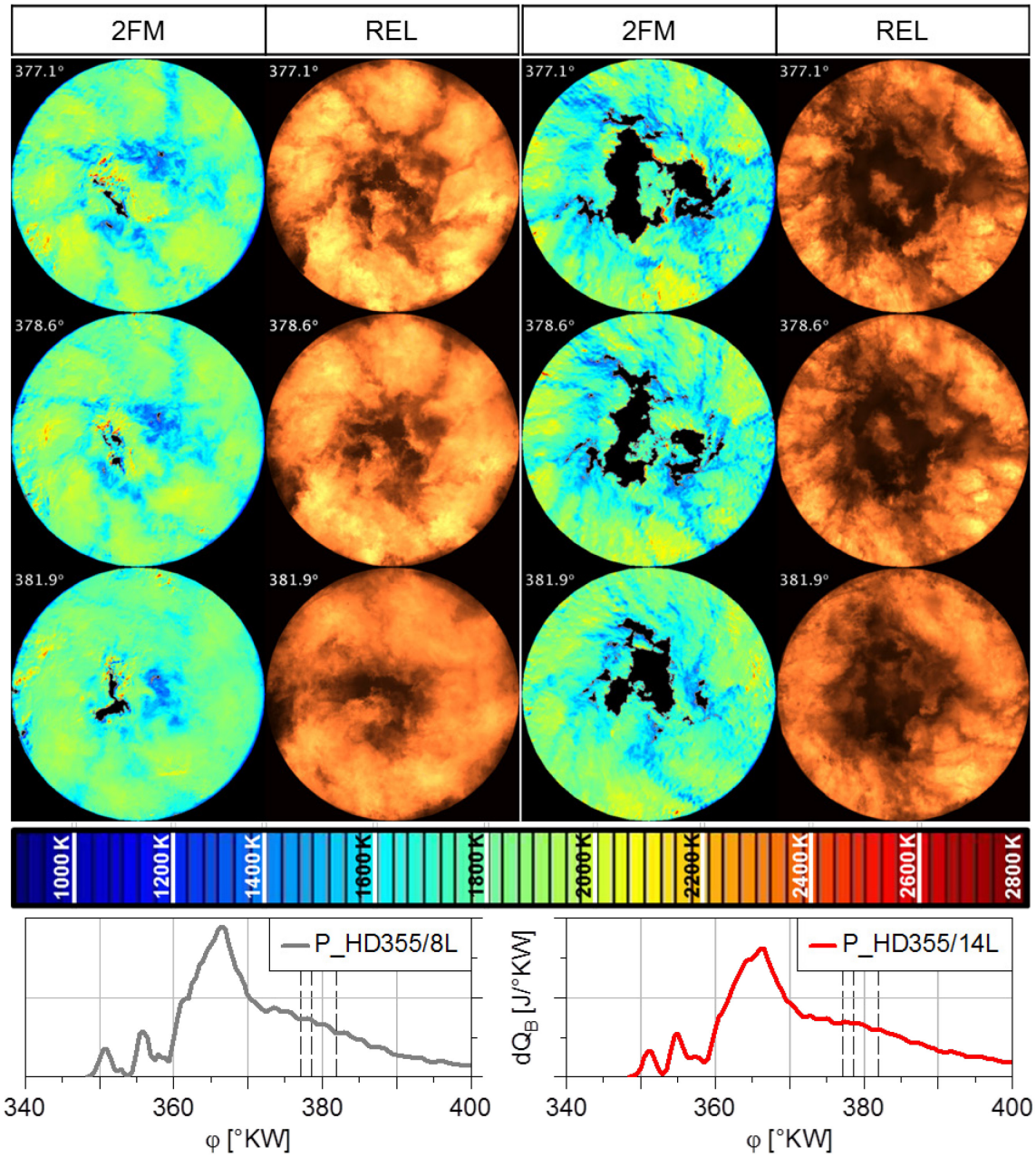

Abbildung 72: Optische Ergebnisse der P_HD355/14L-Düse des zweiten Teils der Hauptverbrennung des BP1200/7.

5.1.2.2 Quantitative Auswertung

Lufterfassung

Da das Ziel der innovativen Düsen eine verbesserte Lufterfassung während der Verbrennung ist, wurde diese nach dem im Abschnitt 4.2.4.4 beschriebenen Ansatz quantifiziert. Abbildung 73 zeigt den Verlauf der Lufterfassung für beide Düsen im Sichtbereich.

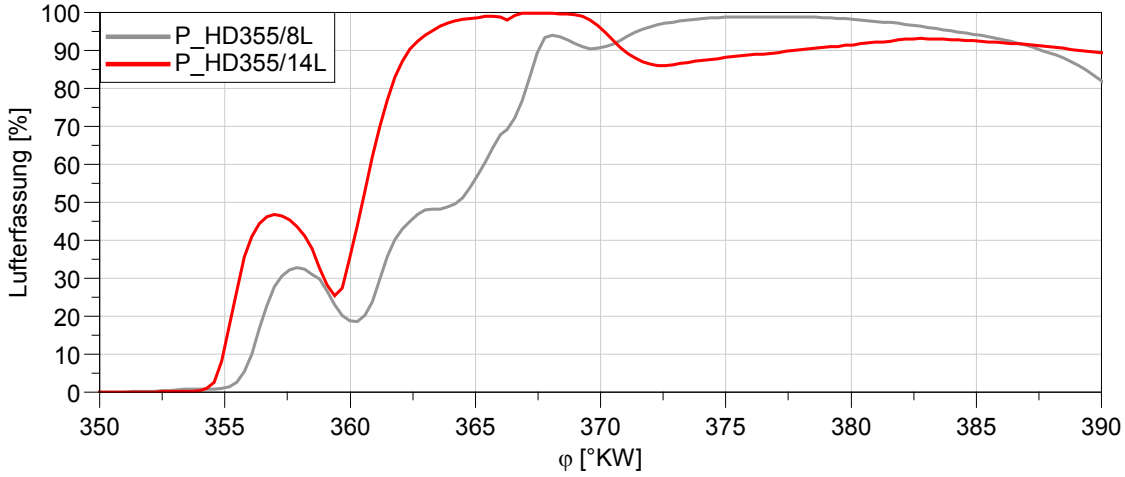

Abbildung 73: Lufterfassung mit der P_HD355/14L-Düse im BP1200/7.

Da die erste Vorverbrennung überwiegend vorgemischt verbrennt, wird hier prinzipbedingt keine signifikante Lufterfassung ermittelt. Der Anstieg der Lufterfassung mit beiden Düsen um 355 °KW wird durch die zweite Vorverbrennung verursacht. Aufgrund der höheren Anzahl von Spritzlöchern erreicht die P_HD355/14L-Düse mit maximal 47 % eine höhere Erfassung als die P_HD355/8L-Düse, welche maximal 33 % erreicht.

Der nachfolgende Anstieg der Lufterfassung ab 360 °KW (P_HD355/8L-Düse) bzw. 359 °KW (P_HD355/14L-Düse) ist auf die beginnende Hauptverbrennung zurückzuführen. Die P_HD355/14L-Düse zeigt gemäß der Zielstellung eine höhere Lufterfassung zwischen 359 °KW und 371 °KW. Dieser Vorteil der P_HD355/14L-Düse entsteht sowohl durch die gesteigerte Lochanzahl als auch durch die geringere Eindringtiefe des Kraftstoffes, so dass der mittlere Brennraumbereich deutlich besser genutzt wird. Zwischen 365 °KW und 369 °KW zeigt die P_HD355/14L-Düse eine fast vollständige Lufterfassung im Sichtbereich.

Mit der P_HD355/8L-Düse zeigt die Lufterfassung bei 363 °KW eine Art Sattelpunkt. Dies ist auf den einsetzenden Rückstrom der Verbrennung zurückzuführen (siehe Ab-

bildung 71). Da die rückströmende Verbrennung zunächst vergleichsweise kalt ist, wird der Schwellwert für das REL in wenigen Bereichen unterschritten. Der anschließende starke Anstieg der Lufterfassung wird durch den fortschreitenden Rückstrom der Verbrennung verursacht.

Der leichte Einbruch der Lufterfassung der P_HD355/14L-Düse bei 366 °KW ist ebenfalls auf das Auftreten sehr kalter Rückstromgebiete zurückzuführen. Zu diesem Zeitpunkt enden auch die Haupteinspritzungen beider Düsen. Die Kurve der P_HD355/8L-Düse zeigt hier eine leichte Abflachung, da durch die Beendigung der Haupteinspritzung die Lufterfassung in der Brennraummitte kurzzeitig abnimmt. Gleich im Anschluss nimmt der Gradient der Kurve jedoch wieder zu. Durch die Nadelsitzdrosselung beim Schließen der Düse ist eine gewisse Menge Kraftstoff in die Brennraummitte gelangt (Abbildung 71), welche nun leicht verzögert verbrennt. Bei 368 °KW klingt die Umsetzung dieser Kraftstoffmenge ab, so dass es kurzfristig zu einer Abnahme der Lufterfassung mit der P_HD355/8L-Düse kommt. Ab 369 °KW nimmt auch der Lufterfassung mit der P_HD355/14L-Düse ab. Hier klingt ebenfalls die Verbrennung im Zentrum des Brennraumes ab, da keine weitere Einspritzung erfolgt. In der nachfolgenden Phase wird die Lufterfassung in der Mulde allein durch den Rückstrom bestimmt. Dadurch steigt die Lufterfassung nach einem lokalen Minimum mit beiden Düsen wieder an. Wie im Abschnitt 5.1.2.1 gesehen, bildet sich der Rückstrom mit der P_HD355/14L-Düse erst später und in deutlich abgeschwächter Form aus. Dadurch kehrt sich der Trend um und die P_HD355/8L-Düse weist ab 371 °KW eine höhere Lufterfassung als die P_HD355/14L-Düse auf. Zwischen 374 °KW und 380 °KW erreicht die P_HD355/8L-Düse eine fast vollständige Lufterfassung im Sichtbereich. Die P_HD355/14L-Düse erreicht dagegen nur maximal 93 % bei 383 °KW. Die Lufterfassung mit der P_HD355/8L-Düse fällt hier bereits wieder ab, da die Rußmenge durch die zunehmende Oxidation abnimmt. Ab 390 °KW kann daher mit dem gewählten Ansatz keine Aussage mehr über die tatsächliche Lufterfassung getroffen werden.

Strömungsgeschwindigkeiten

Neben der absoluten Lufterfassung hat vor allem die kinetische Energie der Verbrennung einen wesentlichen Einfluss auf die Rußoxidation, da sie die Mischungsprozesse beschleunigt. Diese wird auch stark durch die Wandinteraktion und den Rückstrom der Verbrennung beeinflusst. Um die kinetische Energie der Verbrennung bewerten zu können, wurden daher mithilfe des im Abschnitt 4.2.4.4 beschriebenen PIV-Tools Strö-

mungsgeschwindigkeiten der Verbrennung anhand der Aufnahmen des REL berechnet. In Abbildung 74 sind die mittleren Strömungsgeschwindigkeiten über dem Kurbelwinkel während der Hauptverbrennung aufgetragen. Neben der absoluten Geschwindigkeit sind gesondert die radialen Geschwindigkeitskomponenten aufgetragen, da diese eine noch genauere Charakterisierung des Rückstromverhaltens ermöglichen.

Der erste signifikante Anstieg der Strömungsgeschwindigkeiten ist bei 358 °KW zu sehen, was dem Beginn der Haupteinspritzungen entspricht. Durch das Eindringen des Sprays in den Brennraum steigt vor allem die radiale Geschwindigkeitskomponente kurzfristig an, bis das Spray voll ausgebildet ist.

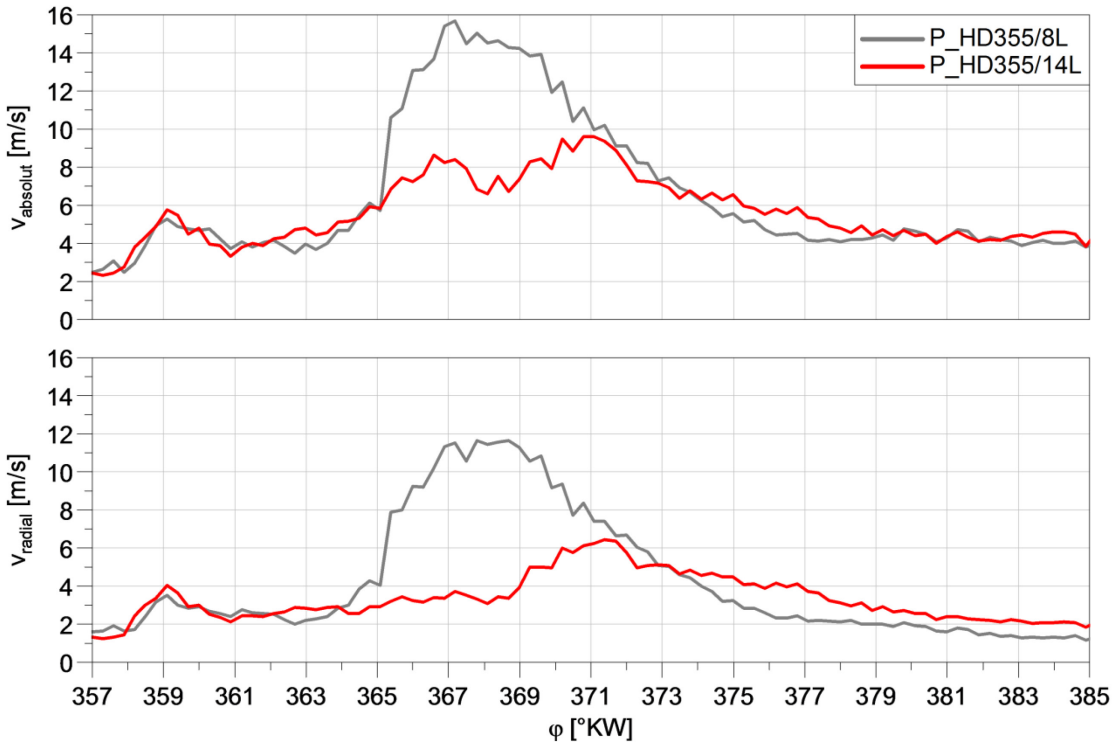

Abbildung 74: Mittlere Strömungsgeschwindigkeiten der Hauptverbrennung mit der P_HD355/14L-Düse im BP1200/7.

Der nächste signifikante Anstieg der absoluten Geschwindigkeiten ist bei 363 °KW zu verzeichnen. Mit der P_HD355/8L-Düse startet hier bereits der Rückstrom der Verbrennung, was in dem starken Anstieg der radialen Komponente zu erkennen ist. Teilweise wird der Anstieg aber auch durch die Zunahmen der tangentialen Geschwindigkeit verursacht, da die Verbrennung zunehmend von der Drallströmung erfasst wird. Die Zunahme der absoluten Geschwindigkeit der P_HD355/14L-Düse ist überwiegend auf die Drallströmung zurückzuführen. Durch den fehlenden Rückstrom bleibt die für

die P_HD355/14L-Düse berechnete absolute Strömungsgeschwindigkeit deutlich unterhalb des Niveaus der P_HD355/8L-Düse. Mit Beendigung der Haupteinspritzung bei 367 °KW werden mit der P_HD355/8L-Düse die maximalen Strömungsgeschwindigkeiten erreicht. Durch die fehlende Energiezufuhr aus der Einspritzung sinken die Geschwindigkeiten im Anschluss allmählich ab. Mit der P_HD355/14L-Düse tritt ein signifikanter Rückstrom erst ab ca. 368 °KW auf, zu sehen im Anstieg der radialen Geschwindigkeitskomponente. Durch den geringeren Sprayimpuls der kleinen Spritzlöcher wird das Geschwindigkeitsniveau der P_HD355/8L-Düse jedoch nicht erreicht. Ab 374 °KW liegt die radiale Strömungsgeschwindigkeit der P_HD355/14L-Düse dann oberhalb der P_HD355/8L-Düse, da der Rückstrom noch fortschreitet, während er mit der P_HD355/8L-Düse bereits fast den gesamten Brennraum erfasst hat.

Lokale Verbrennungstemperaturen

Abbildung 75 zeigt den Verlauf des Mittelwertes der mit der Zwei-Farben-Methode berechneten lokalen Verbrennungstemperaturen während der Hauptverbrennung. Die Anstiege der Verbrennungstemperaturen bei 356 °KW (P_HD355/14L-Düse) bzw. 357 °KW (P_HD355/8L-Düse) sind auf das Auftreten des REL durch die zweiten Vorverbrennungen zurückzuführen. Die Einspritzungen der P_HD355/14L-Düse sind etwas früher appliziert. Mit der P_HD355/14L-Düse sind die Temperaturen um gut 100 K höher. Wird von einer im Mittel fetten Verbrennung ausgegangen, so bedeutet die höhere Temperatur der P_HD355/14L-Düse eine magerere Verbrennung.

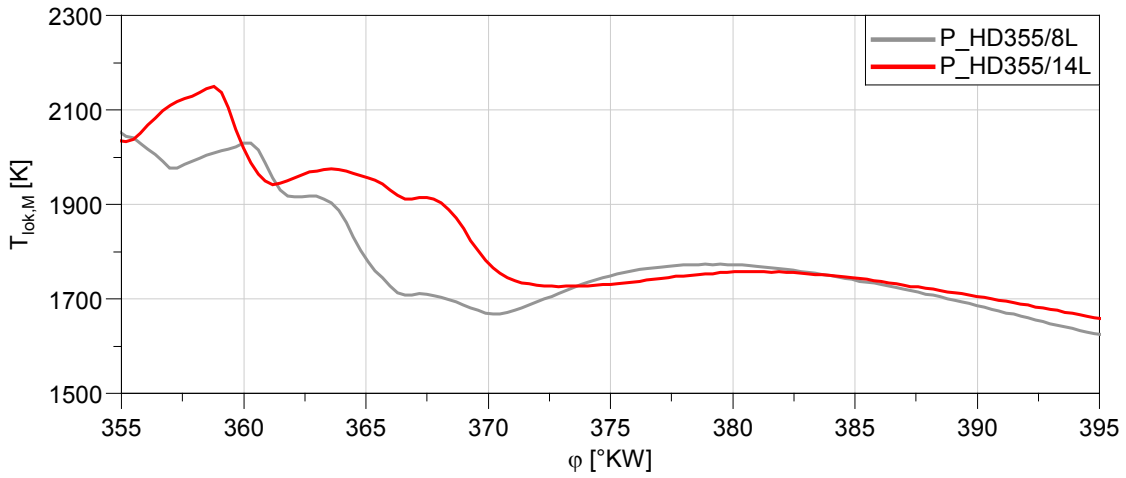

Abbildung 75: Mittlere lokale Verbrennungstemperaturen mit der P_HD355/14L-Düse im BP1200/7.

Bei Auftreten des ersten REL aus der Hauptverbrennung um 362 °KW steigen die Temperaturen mit der P_HD355/14L-Düse nochmals kurzzeitig an. Ansonsten sinken die Temperaturen für beide Düsen zunächst kontinuierlich ab, da die Verbrennungen durch die zunehmende Kraftstoffeinspritzung immer fetter werden. Die Verbrennungstemperaturen der P_HD355/14L-Düse liegen in dieser Phase um bis zu 200 K oberhalb der P_HD355/8L-Düse, was für eine deutlich magerere Verbrennung spricht. Dies passt auch zu der zuvor ermittelten deutlich höheren Lufterfassung der P_HD355/14L-Düse.

Die steilen Abfälle bei 363 °KW (P_HD355/8L-Düse) bzw. 368 °KW (P_HD355/14L-Düse) sind auf das Auftreten der besonders kalten Rückstromgebiete zurückzuführen (siehe Abbildung 71). Diese Gebiete scheinen nach der Theorie der adiabaten Flammentemperatur besonders fette Verbrennungsluftverhältnisse aufzuweisen. Allerdings kann es hier auch zu einer Verfälschung des Bildes kommen. Durch die Umlenkung der Verbrennung an der vergleichsweise kalten Kolbenoberfläche sind verstärkte Wandwärmeverluste zu erwarten. Die lokalen Maxima bei 368 °KW sind auf die Verbrennung des während des Schließens der Düse eingespritzten Kraftstoffes zurückzuführen. Durch die Nadelsitzdrosselung verbrennt dieser vergleichsweise mager in der insbesondere mit der P_HD355/8L-Düse weitestgehend ungenutzten Brennraummitte.

Nach 370 °KW steigen die Verbrennungstemperaturen mit beiden Düsen allmählich wieder an. Verursacht wird dies durch den zunehmenden Frischlufteintrag aus der Brennraummitte. Das Verbrennungsluftverhältnis verschiebt sich daher aus dem fetten Bereich in Richtung mager. Entsprechend dem späteren Rückstrom der P_HD355/14L-Düse tritt der Anstieg später auf, so dass die Temperatur kurzzeitig unter die der P_HD355/8L-Düse fällt. Auch im späteren Verlauf wird das lokale Temperaturmaximum der P_HD355/8L-Düse nicht mehr erreicht, da der Kolben das Arbeitsgas bereits weiter expandiert hat. Nach den jeweiligen lokalen Maxima der mittleren Verbrennungstemperatur ist im Mittel eher von einer magereren Verbrennung auszugehen. Die nun höheren Temperaturen der P_HD355/14L-Düse sprechen somit für eine fettere Verbrennung, was zu der geringeren Lufterfassung passt. Aufgrund der stark zeitversetzt ablaufenden Prozesse beider Düsen und überlagerten, temperatursenkenden Effekte der Expansion erscheint der Quervergleich hier jedoch nur bedingt sinnvoll.

5.1.3 Zusammenfassung

Die Erhöhung der Spritzlochanzahl von acht auf 14 bei gleichzeitiger Reduktion der Spritzlochdurchmesser (hydraulischer Durchfluss = konst.) führt in dem untersuchten Betriebspunkt der mittleren Teillast zu einem starken Anstieg der Emissionen. Bei Variation der AGR-Rate betragen die Partikelemissionen mit der P_HD355/14L-Düse im Schnitt das 3,8-Fache der Referenzdüse mit acht Spritzlöchern. Auch die Kohlenmonoxidemissionen steigen mit der P_HD355/14L-Düse deutlich an. Im Kraftstoffverbrauch wurde dagegen kein signifikanter Unterschied ermittelt. Die Brennverläufe zeigen, dass die P_HD355/14L-Düse nicht die maximale Brennrate der Referenzdüse am Ende der mischungskontrollierten Verbrennung erreicht. Außerdem läuft der Ausbrand mit der P_HD355/14L-Düse stark verschleppt ab. Daraus resultiert auch eine geringere mittlere Gastemperatur während eines Großteils des Ausbrandes.

Die Transparentmotoraufnahmen zeigen, dass das Ziel der größeren Lufterfassung während der mischungskontrollierten Verbrennung mit der P_HD355/14L-Düse grundsätzlich erreicht wird. Allerdings kommt es sowohl zu einer Überlappung der einzelnen Fackeln in der Brennraummitte als auch der Wall-Jets in Umfangsrichtung. So können lokal sehr fette Verbrennungsgebiete mit hohem Rußbildungspotenzial entstehen.

Mit der Referenzdüse P_HD355/8L bilden sich schon am Ende der mischungskontrollierten Verbrennung starke Wall-Jets in radialer Richtung aus. Dadurch strömt die Verbrennung entlang der Kolbenoberfläche in Richtung Brennraummitte. Diese Verbrennungsgebiete sind zunächst sehr kalt, was für eine sehr fette Verbrennung spricht. Durch den zunehmenden Frischlufteintrag aus der Brennraummitte steigen die lokalen Verbrennungstemperaturen in der Ausbrandphase dann jedoch wieder signifikant an, da die Verbrennung magerer wird.

Mit der P_HD355/14L-Düse ist der Sprayimpuls so gering, dass sich dieser Rückstrom in Richtung Brennraummitte erst deutlich später und in geringerer Intensität ausbildet. Dies ist auch die Ursache für die am Emissionsmotor beobachteten geringeren Brennraten im ersten Teil des Ausbrandes. Für die Rußoxidation ergeben sich durch die geringe Wandinteraktion in mehrfacher Hinsicht negative Auswirkungen: Erstens ist die Verbrennung durch die geringere Lufterfassung während des Ausbrandes grundsätzlich fetter. Zweitens wird durch den späteren Rückstrom und Lufteintrag ein geringerer Temperaturanstieg als mit der P_HD355/8L-Düse erreicht, da das Arbeitsgas bereits

weiter expandiert ist. Drittens weist die Verbrennung mit der P_HD355/14L-Düse ein deutlich geringeres Niveau an kinetischer Energie auf, wodurch die Durchmischung schlechter ist.

Insgesamt überwiegen daher die negativen Effekte des geringeren Sprayimpulses und der dadurch geringeren Wandinteraktion gegenüber den positiven Effekten der hohen Spritzlochanzahl in Form einer höheren Lufterfassung während der mischungskontrollierten Verbrennung. Diese Erkenntnis deckt sich auch mit Ergebnissen aus [36, 147].

Durch die mit der P_HD355/14L-Düse gewonnenen Erkenntnisse kann nun eine optimierte Düsenlochkonfiguration definiert werden. Die neue Düse soll auf der einen Seite eine hohe Lufterfassung während der mischungskontrollierten Verbrennung gewährleisten, auf der anderen Seite aber keine übermäßige Überlappung von wandnahen Verbrennungsgebieten erzeugen sowie einen ausreichenden Sprayimpuls für eine gute Durchmischung im Ausbrand generieren. Daher wurde eine Düse mit alternierend größeren und kleineren Spritzlöchern auf einem Lochkreis erdacht. Durch die größeren Spritzlöcher soll ein hoher Sprayimpuls für eine ausgeprägte Wandinteraktion und gute Durchmischung im Ausbrand erzeugt werden. Mit den kleineren Spritzlöchern sollen die Zwischenräume im mittleren Brennraumbereich genutzt werden, idealerweise ohne eine Wandinteraktion zu erzeugen. Um eine Überlappung der Fackeln im mittleren Brennraumbereich zu vermeiden, wird zudem die Spritzlochanzahl auf zwölf reduziert. Für die Verbrennung mit der sogenannten 6+6-Lochdüse ergibt sich somit die in Abbildung 76 zu sehende Modellvorstellung.

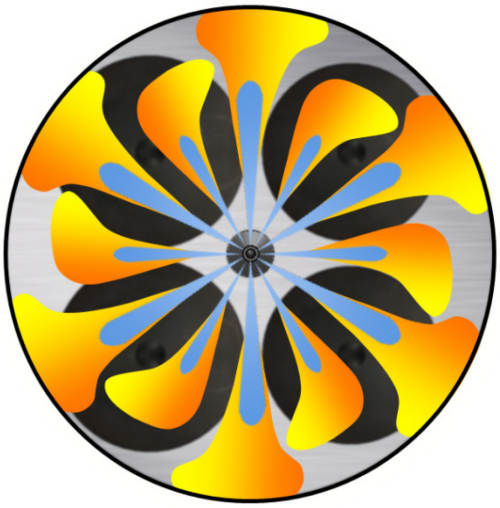

Abbildung 76: Modellvorstellung Verbrennung mit 6+6-Lochdüse bei mittlerer Teillast.

5.2 Alternierende Spritzlochdurchmesser (6+6-Lochdüse)

5.2.1 Emissionsergebnisse (BP1200/7)

5.2.1.1 Variation der Verbrennungsschwerpunktlage

Abbildung 77 zeigt die Ergebnisse der Variation des Verbrennungsschwerpunktes für die Düsen P_HD400/8L (Referenzdüse in diesem Abschnitt) und P_HD400/6+6L.

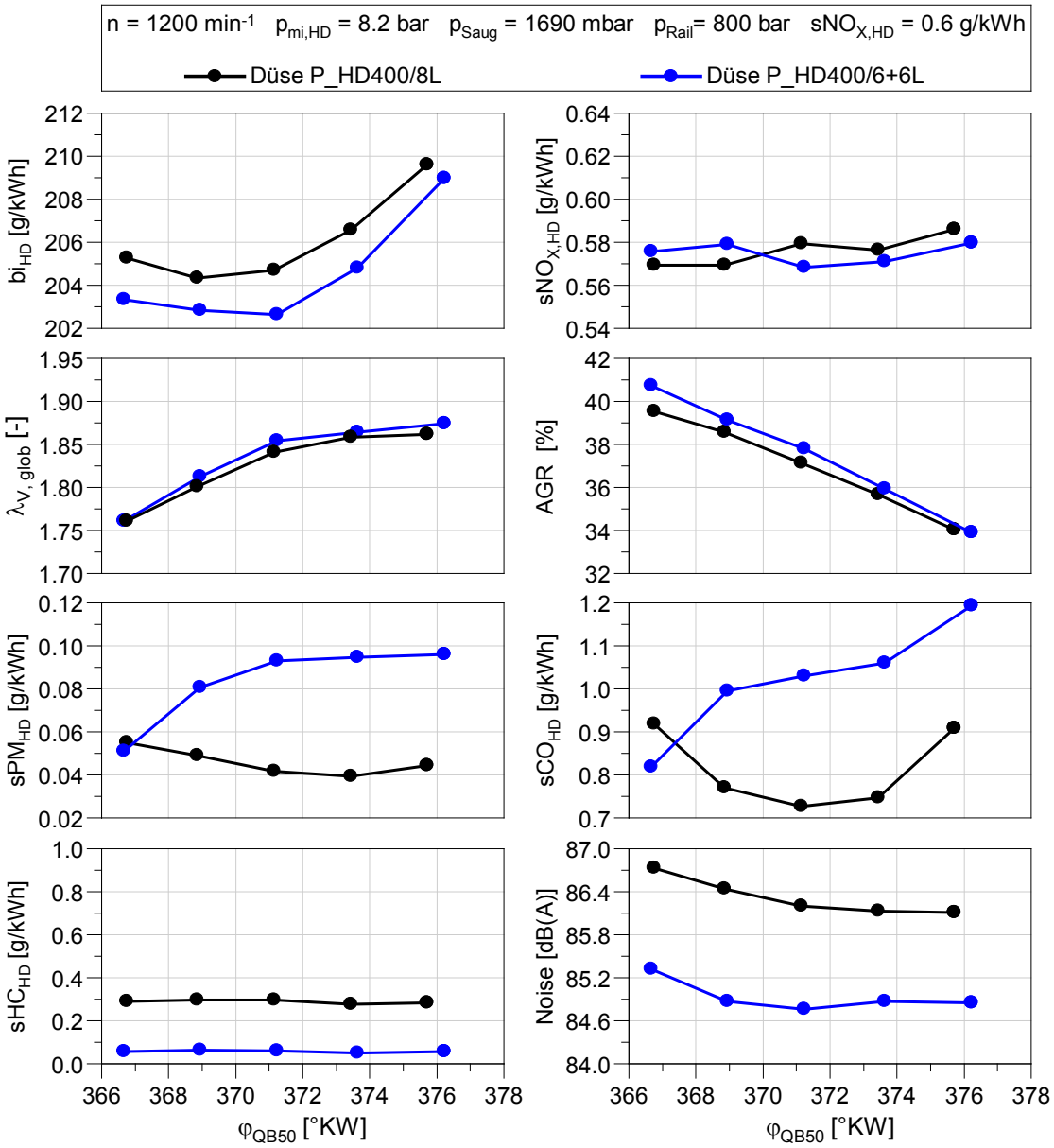

Abbildung 77: Emissionsergebnisse der P_HD400/6+6L-Düse im BP1200/7 bei Variation der Verbrennungsschwerpunktlage.

Der spezifische Kraftstoffverbrauch der P_HD400/6+6L-Düse liegt leicht unterhalb dem der Referenzdüse. Die Unterschiede liegen aber im Bereich der Messgenauigkeit. Die Verbrennungsluftverhältnisse zeigen keine signifikanten Unterschiede. Die P_HD400/6+6L-Düse benötigt aber etwas höhere AGR-Raten als die Referenzdüse. Teilweise kann dies auf den geringeren Kraftstoffverbrauch zurückgeführt werden. Allerdings liegt auch die berechnete Sauerstoffkonzentration der Ansaugluft mit der P_HD400/6+6L-Düse etwas niedriger als mit der P_HD400/8L-Düse, was eine höhere Lufterfassung während der mischungskontrollierten Verbrennung vermuten lässt.

Die Partikel- und Kohlenmonoxidemissionen zeigen für die P_HD400/8L-Düse den zu erwartenden Verlauf. Mit der P_HD400/6+6L-Düse zeigt sich jedoch ein stark abweichendes Verhalten, indem die Emissionen bei früheren Schwerpunkten kontinuierlich abnehmen.

Im Schnitt liegen die Partikelemissionen mit der P_HD400/6+6L-Düse höher als mit der Referenzdüse, bei späten Schwerpunktlagen erreichen sie das 2,4-Fache. Durch den starken Abfall der Emissionen beim frühesten Schwerpunkt kann hier jedoch eine geringe Reduktion der Partikelemissionen um 8 % erreicht werden. Dieses Verhalten zeigt sich qualitativ auch für die Kohlenmonoxidemissionen. Der Nachteil beträgt bei späten Schwerpunktlagen bis zu 42 %, im frühesten Schwerpunkt wird dagegen eine Reduktion um 11 % erreicht.

Die kontinuierlich sinkenden Emissionen der P_HD400/6+6L-Düse bei früheren Schwerpunkten können ein Indiz für eine hohe Lufterfassung während der mischungskontrollierten Verbrennung sein, da das sinkende Verbrennungsluftverhältnis keine negativen Auswirkungen zeigt. Die mit Ausnahme des frühesten Verbrennungsschwerpunktes, deutlich höheren Emissionen lassen möglicherweise Probleme der P_HD400/6+6L-Düse im Ausbrand erwarten.

Die Kohlenwasserstoffemissionen betragen mit der P_HD400/6+6L-Düse nur ca. ein Drittel derer der P_HD400/8L-Düse. Ursächlich ist hier jedoch ein geringes Sacklochvolumen der Düse, da es sich um einen anderen Baustand des Injektors handelt. Der Einfluss der Düsenlochkonfiguration kann daher hier nicht bewertet werden.

Das Verbrennungsgeräusch liegt mit der P_HD400/6+6L-Düse im Schnitt ca. 1,4 db(A) niedriger als das der P_HD400/8L-Düse. Die Zündverzüge der Hauptverbrennungen beider Düsen sind im Rahmen der Messgenauigkeit identisch. Die in Abbildung 78 dar-

gestellten Brennverläufe für φ_{QB50} = 367 °KW und φ_{QB50} = 373 °KW zeigen dennoch höhere Brennraten der P_HD400/8L-Düse während der initial vorgemischten Verbrennung, woraus ein höherer Druckgradient resultiert.

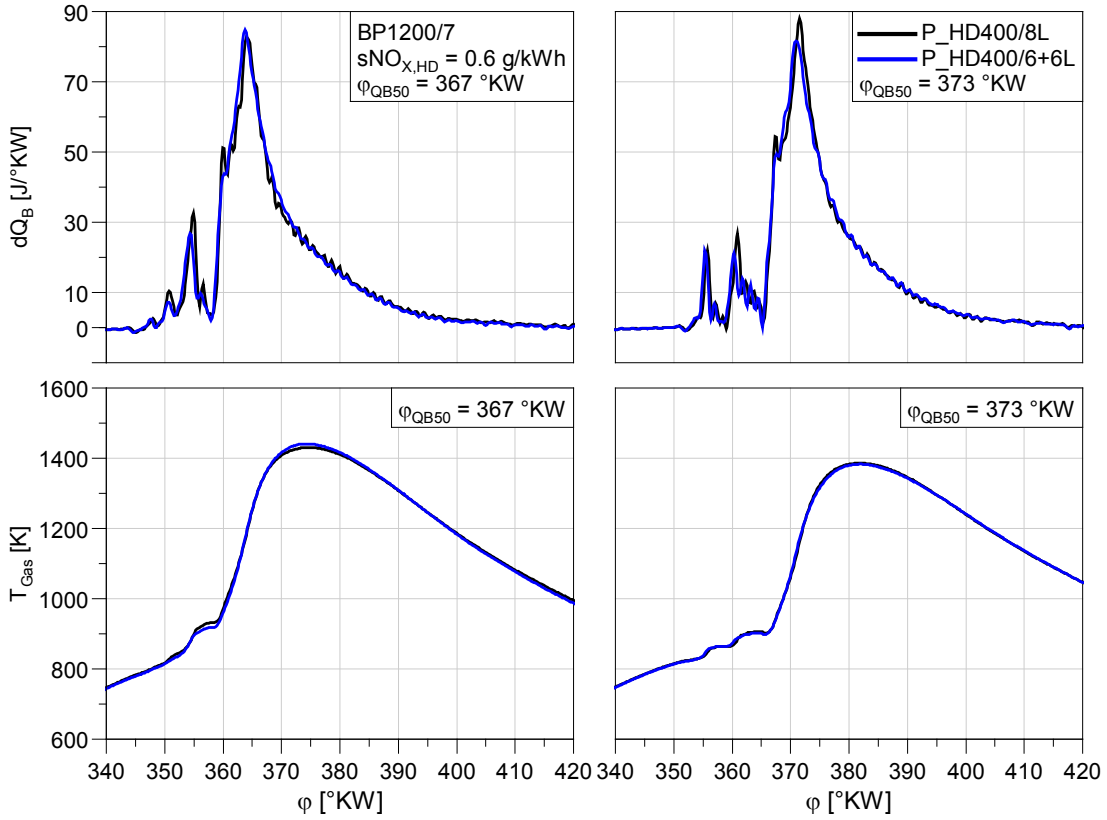

Abbildung 78: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der P_HD400/6+6L-Düse im BP1200/7 bei φ_{QB50} = 367 °KW und φ_{QB50} = 373 °KW.

Bei φ_{QB50} = 373 °KW erreicht die P_HD400/6+6L-Düse ähnlich wie die zuvor betrachtete P_HD355/14L-Düse nicht die Brennrate der Referenzdüse am Ende der mischungskontrollierten Verbrennung sowie ganz zu Beginn des Ausbrandes. Grundsätzlich zeigt die P_HD400/6+6L-Düse allerdings nicht den verschleppten Ausbrand, den die Düse P_HD355/14L zuvor gezeigt hatte, was eine ausreichende Wandinteraktion vermuten lässt. Demensprechend zeigen sich auch keine niedrigeren Gastemperaturen als mit der Referenzdüse. Bei φ_{QB50} = 367 °KW zeigt die P_HD400/6+6L-Düse zu Beginn der Ausbrandphase sogar leicht höhere Gastemperaturen als die P_HD400/8L-Düse, was zu den etwas geringeren Emissionen passt. Verursacht wird dies durch eine stärkere Umsetzung während der mischungskontrollierten Verbrennung, aber auch teilweise im Ausbrand bis 375 °KW, wie anhand der Darstellung der normierten Summenbrennverläufe (Abbildung 79) deutlich wird.

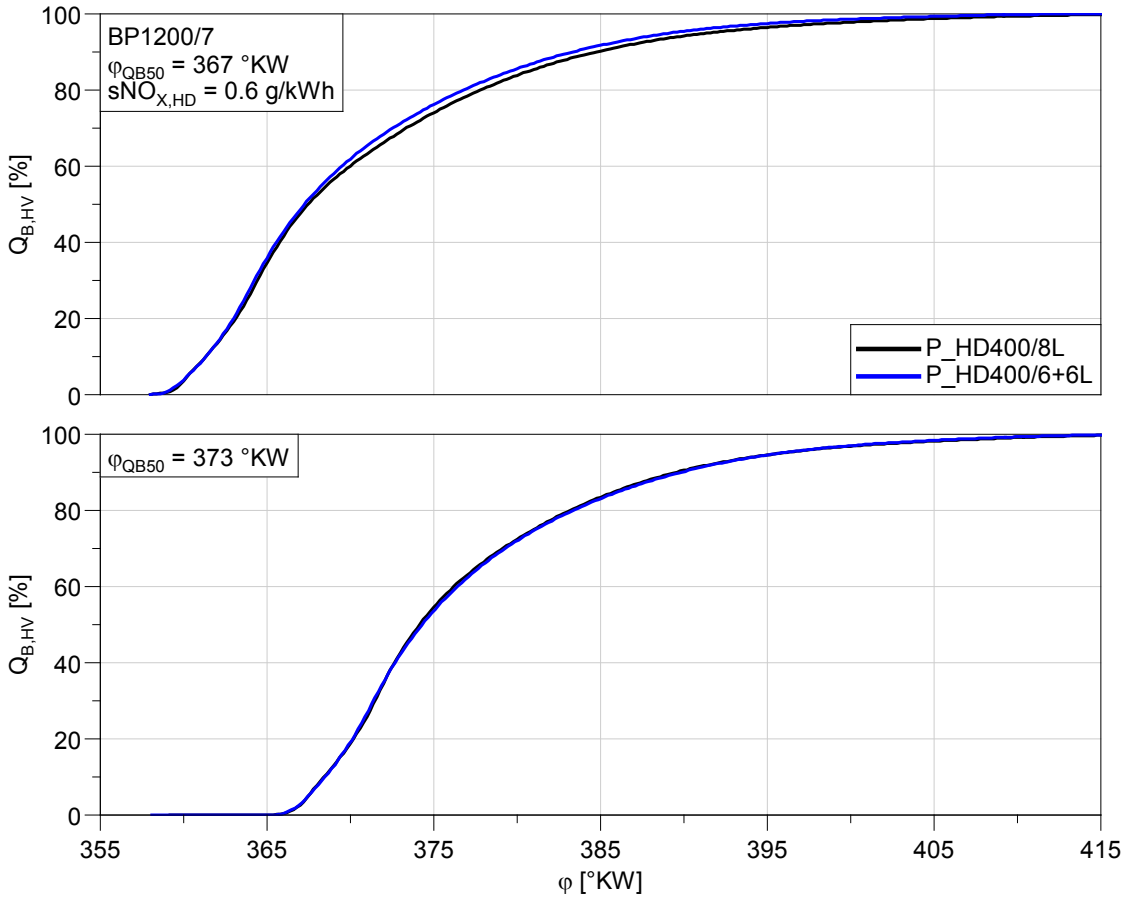

Abbildung 79: Normierte Summenbrennverläufe der P_HD400/6+6L-Düse im BP1200/7 bei φ_{QB50} = 367 °KW und φ_{QB50} = 373 °KW.

Als Ursache für die Veränderungen im Brennverlauf der P_HD400/6+6L-Düse beim frühesten Verbrennungsschwerpunkt und die deutliche Abnahme der Partikel- und Kohlenmonoxidemissionen kommt eine veränderte Ladungsbewegung während der Haupteinspritzung infrage. Bei φ_{QB50} = 367 °KW findet ein Teil der Einspritzung noch vor dem oberen Totpunkt statt. Zu diesem Zeitpunkt könnte die Gemischbildung in der Mulde durch den dort herrschenden Sekundärwirbel gefördert werden. Der Wirbel kann die Bildung eines Rückstromes entlang des Kolbenbodens in Richtung Brennraummitte fördern (siehe Abschnitt 2.2.4). Die Verbrennung mit der P_HD400/6+6L-Düse kann somit voll von den Vorteilen der hohen Spritzlochanzahl profitieren. Bei späteren Verbrennungsschwerpunkten und späteren Einspritzbeginnen befindet sich der Kolben dagegen zunehmend in der Abwärtsbewegung. Durch den so entstehenden Sog und den ggf. entstehenden Wirbel am Muldenkragen kann sich die Gemischbildung teilweise in den Quetschspalt verlagern, wodurch die Ausbildung des Rückstromes zur Brennraummitte zusätzlich zu den Auswirkungen des geringeren Sprayimpulses gehemmt würde.

5.2.1.2 Variation der AGR-Rate

Abbildung 80 zeigt die Ergebnisse der AGR-Variation für die Düsen P_HD400/8L und P_HD400/6+6L. Der spezifische Kraftstoffverbrauch der Düsen zeigt keine signifikanten Unterschiede.

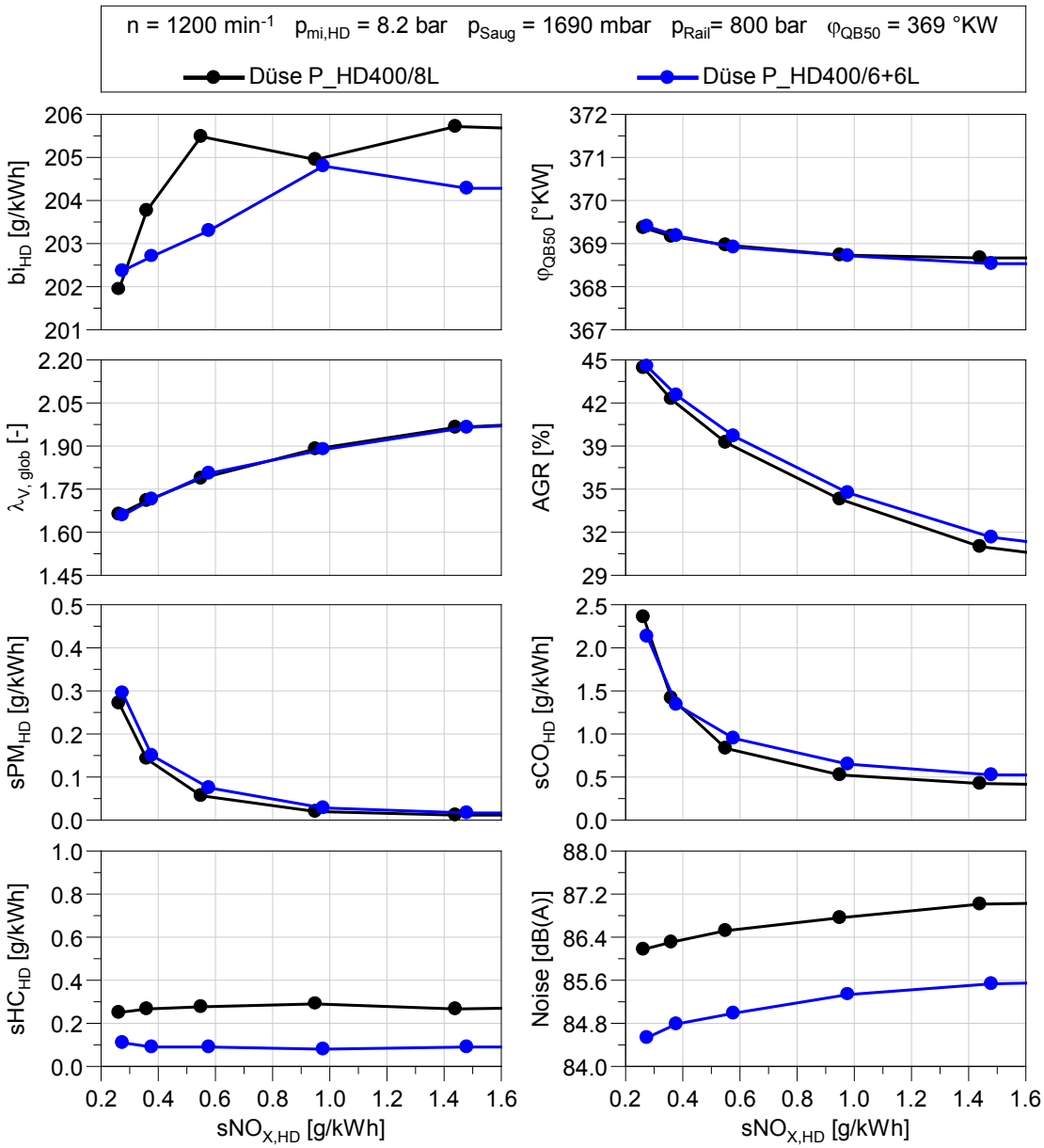

Abbildung 80: Emissionsergebnisse der P_HD400/6+6L-Düse im BP1200/7 bei Variation der AGR-Rate.

Die P_HD400/6+6L-Düse benötigt auch hier etwas höhere AGR-Raten und somit geringere Sauerstoffkonzentrationen der Ansaugluft, um gleiche NO_x-Emissionen wie die P_HD400/8L-Düse zu erreichen. Dies passt zur Zielstellung der höheren Lufterfassung während der mischungskontrollierten Verbrennung.

Die Partikelemissionen liegen mit der P_HD400/6+6L-Düse zwischen 59 % und 7 % oberhalb der Werte der Referenzdüse, wobei der Unterschied bei höheren AGR-Raten tendenziell geringer wird. Bei den Kohlenmonoxidemissionen kehrt sich ein Emissionsnachteil der P_HD400/6+6L-Düse von bis zu 26 % bei sNO_x = 1,5 g/kWh sogar zu einem Emissionsvorteil von bis zu 10 % bei sNO_x = 0,3 g/kWh um. Die somit höhere AGR-Verträglichkeit der P_HD400/6+6L-Düse spricht ebenfalls für eine hohe Lufterfassung mit dieser Düse.

Das Verbrennungsgeräusch wird mit der P_HD400/6+6L-Düse um 1,4 db(A) bis 1,8 db(A) gegenüber der Referenzdüse P_HD400/8L reduziert. Ursächlich ist hier wieder ein geringerer Anteil an initial vorgemischter Verbrennung, wie die Brennverläufe für sNO_x = 1,5 g/kWh und sNO_x = 0,4 g/kWh in Abbildung 81 zeigen.

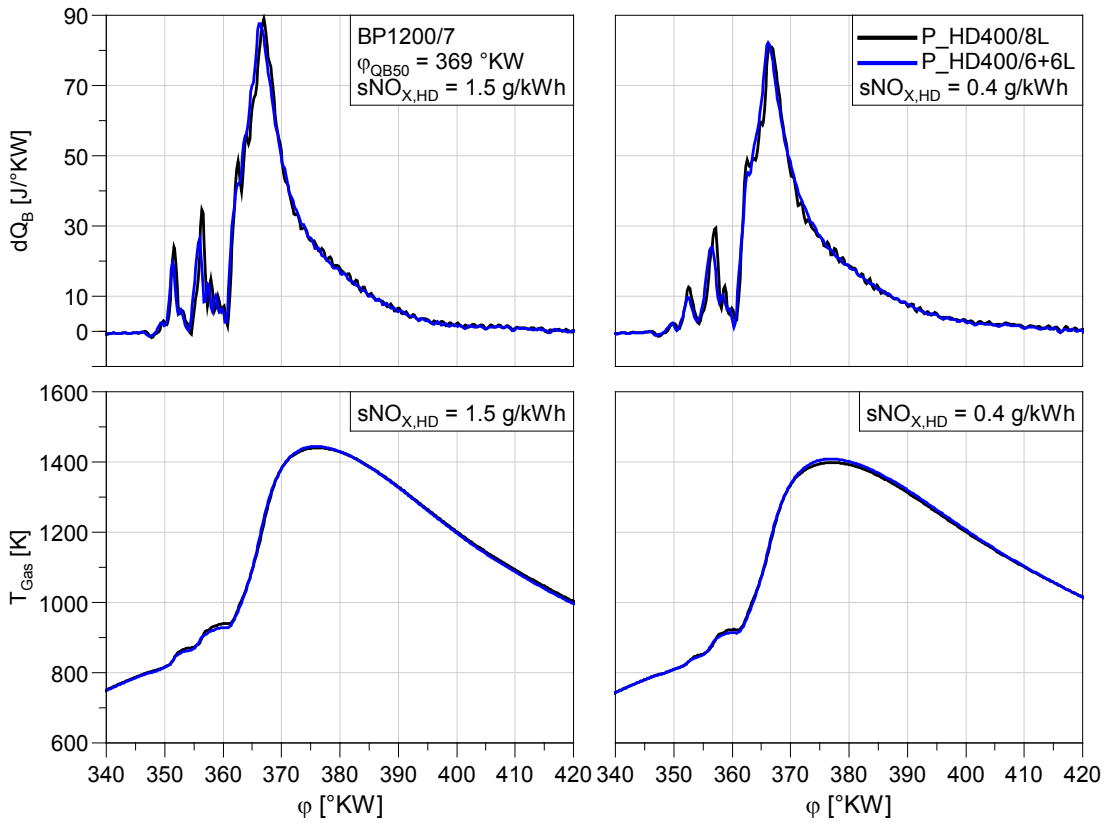

Abbildung 81: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der P_HD400/6+6L-Düse im BP1200/7 bei $sNO_{x,HD}$ = 1,5 g/kWh und $sNO_{x,HD}$ = 0,4 g/kWh.

Mit der P_HD400/6+6L-Düse startet die mischungskontrollierte Phase der Verbrennung für beide AGR-Raten früher. Die maximale Umsetzungsrate der P_HD400/6+6L-Düse liegt bei sNO_x = 1,5 g/kWh geringfügig unterhalb derer der P_HD400/8L-Düse und bei sNO_x = 0,4 g/kWh leicht oberhalb. Dies spricht für eine gesteigerte AGR-

Verträglichkeit mit der P_HD400/6+6L-Düse. Die Ausbrandphasen beider Düsen zeigen nur geringe Unterschiede, dementsprechend ähnlich ist auch der Verlauf der mittleren Gastemperatur, vor allem bei sNO_x = 1,5 g/kWh. Bei sNO_x = 0,4 g/kWh zeigt die P_HD400/6+6L-Düse ein etwas höheres Temperaturniveau, was zu den Vorteilen bei den Kohlenmonoxidemissionen der Düse passt.

5.2.2 Optische Ergebnisse

5.2.2.1 Qualitative Analyse der Aufnahmen

Die erste Voreinspritzung ist mit beiden Düsen erstmalig bei 347,4 °KW in den Streulichtaufnahmen zu erkennen. Bei **347,7 °KW** ist das Spray jeweils maximal ausgebildet (Abbildung 82). Die Eindringtiefe der Strahlen der P_HD400/6+6L-Düse erscheint größer als die der P_HD400/8L-Düse. Dies ist jedoch auf einen geringfügig früheren Spritzbeginn der P_HD400/6+6L-Düse zurückzuführen. Die Unterschiede können aufgrund der kurzen Ansteuerdauer und des Bildabstandes von 0,3 °KW jedoch nicht genau aufgelöst werden. Das Spray der großen und kleinen Spritzlöcher (kleines Spritzloch roter Pfeil) der P_HD400/6+6L-Düse zeigt geringe Unterschiede bezüglich der Eindringtiefe. Der Spraykegelwinkel der kleinen Spritzlöcher ist zudem etwas kleiner. Nach einem Zündverzug von 3,6 °KW sind bei beiden Düsen erste Reaktionen durch das UVL sichtbar. Der Zeitpunkt entspricht dem ersten Anstieg im Brennverlauf. Durch den langen Zündverzug wird der Kraftstoff überwiegend vorgemischt umgesetzt. Die maximale Intensität des UVL tritt jeweils bei **351,3 °KW** auf. Dies entspricht in etwa dem Zeitpunkt der maximalen Wärmefreisetzung der ersten Vorverbrennung. Bei der P_HD400/8L-Düse sind acht Keulen zu erkennen, während bei der P_HD400/6+6L-Düse keine Abgrenzung der einzelnen Verbrennungszonen möglich ist. Signifikantes REL tritt erst ab ca. 353,1 °KW auf.

Der Spritzbeginn der zweiten VE beider Düsen liegt bei ca. 354,0 °KW. Bei **354,3 °KW** sind ähnliche Spritzbilder wie bei der ersten VE erkennbar. Die Umsetzung der ersten Vorverbrennung ist zu diesem Zeitpunkt noch nicht abgeschlossen. Das REL der ersten Vorverbrennung erreicht erst bei **354,6 °KW** seine maximale Intensität. Die Intensität des REL ist bei der P_HD400/6+6L-Düse geringer, was für weniger Rußbildung aufgrund der besseren Gemischhomogenisierung durch die kleineren Spritzlöcher spricht.

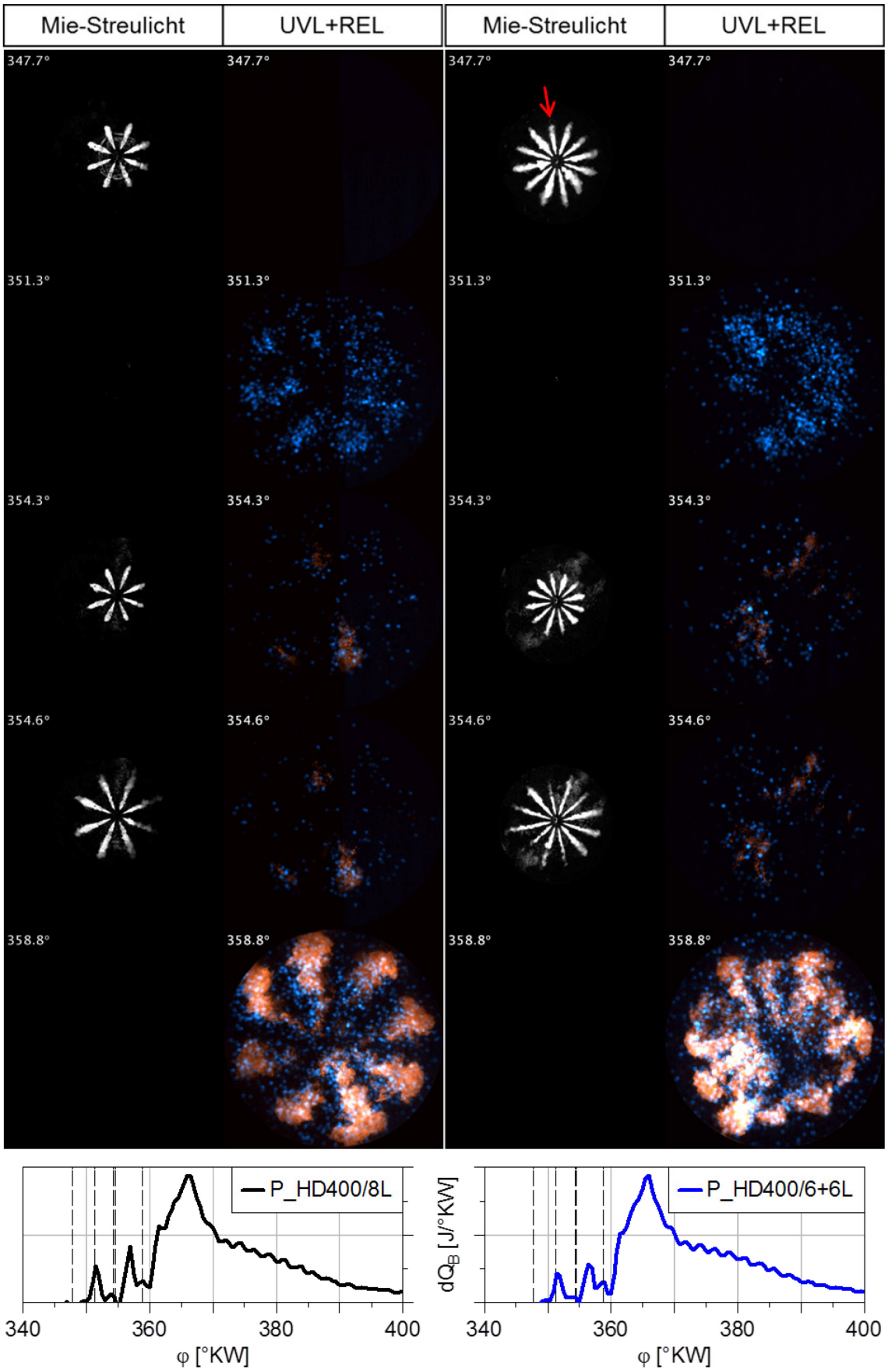

Abbildung 82: Optische Ergebnisse der P_HD400/6+6L-Düse der ersten und zweiten Vorverbrennung des BP1200/7.

Die zweite VE ist zu diesem Zeitpunkt (**354,6 °KW)** noch nicht beendet. Bei der P_HD400/8L-Düse ist eine einseitig stärkere Nadelsitzdrosselung erkennbar und bei der P_HD400/6+6L-Düse sind signifikante Unterschiede im Penetrationsverhalten der kleinen und großen Spritzlöcher zu sehen. Die Wärmefreisetzung durch die zweite VE beginnt für beide Düsen bei ca. 355,0 °KW. Somit beträgt der Zündverzug jeweils ca. 1,0 °KW.

Bei **358,8 °KW** ist das REL der zweiten VE am weitesten verbreitet. Entsprechend der Spritzlochanzahl lassen sich acht bzw. zwölf Verbrennungszonen erkennen. Bei der 400/6+6L-Düse sind auch unterschiedliche Eindringtiefen gemäß der abwechselnden Spritzlochdurchmesser im Ansatz erkennbar. In der Mitte der Fackeln tritt bei beiden Düsen starkes REL auf, da hier erwartungsgemäß fette Verbrennungszonen liegen. Vor allem an den der Drallströmung zugewandten Rändern der Keulen der P_HD400/8L-Düse tritt vermehrt UVL auf, da hier ein magereres Gemisch vorliegt.

Die HE starten jeweils bei 359,1 °KW. Der Zündverzug beträgt bei beiden Düsen ca. 0,9 °KW. Die Einspritzstrahlen der P_HD400/6+6L-Düse treffen nicht voll in die Verbrennungsgebiete der zweiten Vorverbrennung wie dies bei der P_HD355/14L-Düse zu sehen war, sondern tangieren diese bei **360,0 °KW** eher, wie es auch bei der P_HD400/8L-Düse der Fall ist (Abbildung 83).

Bei **363,0 °KW** sind bei beiden Düsen Wall-Jets an den Muldenwänden zu erkennen. Bei der P_HD400/8L-Düse sind diese gemäß der Drallrichtung im Uhrzeigersinn etwas weiter fortgeschritten. Bei der P_HD400/6+6L-Düse ist dies aufgrund der dichter beieinanderliegenden Verbrennungszonen nur ansatzweise zu erkennen. Entgegen der Zielstellung sind bei der P_HD400/6+6L-Düse keine ausreichenden Unterschiede bei den Eindringtiefen der Verbrennungszonen sichtbar. Auch die Fackeln der kleinen Spritzlöcher reichen bis über den Sichtbereich hinaus. Die bei der P_HD400/8L-Düse ungenutzten Luftbereiche im mittleren Brennraumbereich werden jedoch augenscheinlich besser genutzt. Im Vergleich zur vorher betrachteten P_HD355/14L-Düse kommt es hier ebenfalls noch nicht zu einer starken Überlappung der einzelnen Verbrennungszonen. Im mittleren Brennraumbereich und teilweise auch an der Muldenwand sind noch dunkle Bereiche ohne REL zu erkennen. Dies kann ein Grund für die niedrigeren Rußemissionen der P_HD400/6+6L-Düse im Vergleich zur P_HD355/14L-Düse sein. Die mittleren Verbrennungstemperaturen liegen zu diesem Zeitpunkt mit der P_HD400/6+6L-Düse leicht höher als mit der P_HD400/8L-Düse, was für eine magerere Verbrennung spricht.

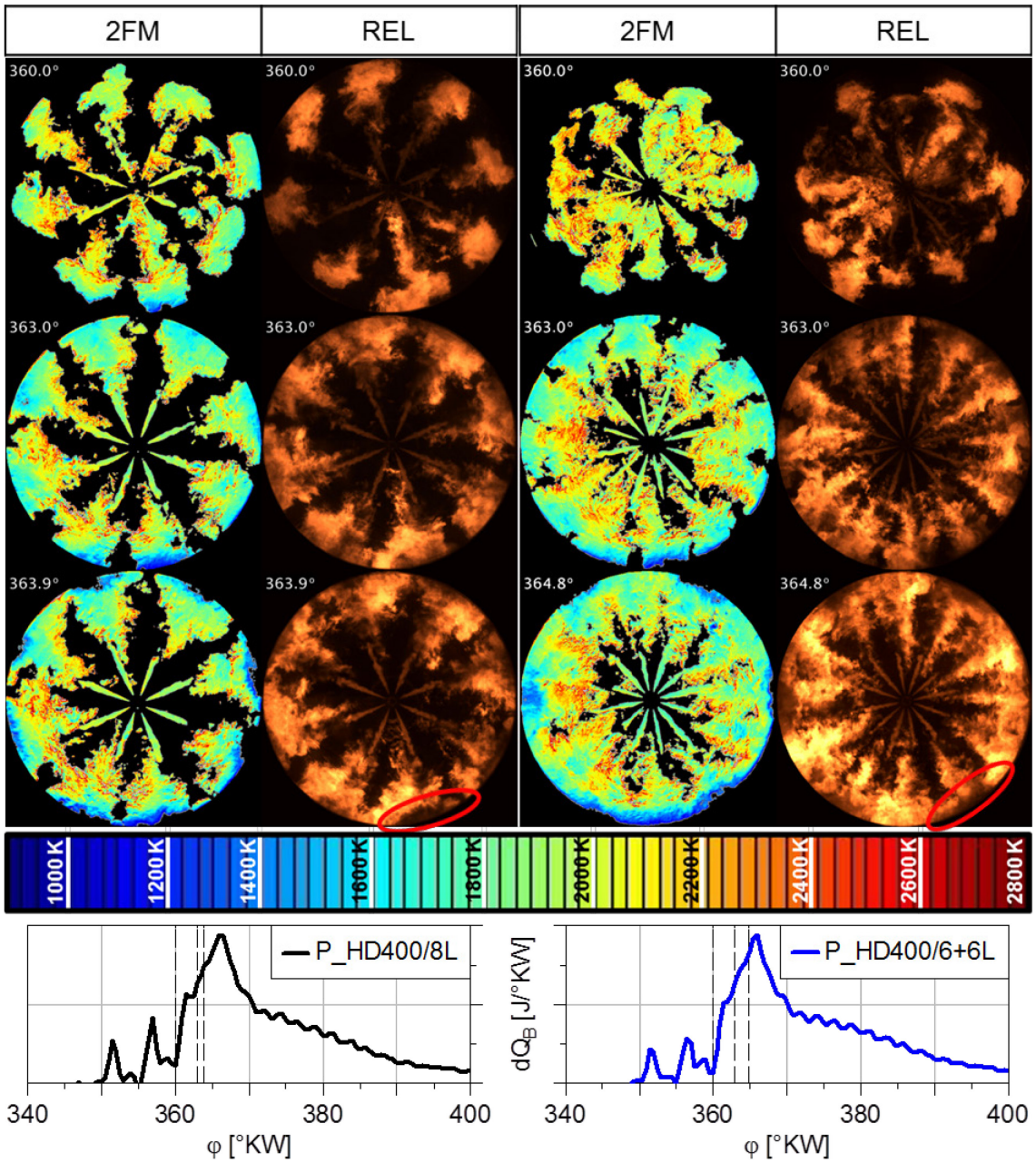

Abbildung 83: Optische Ergebnisse der P_HD400/6+6L-Düse des ersten Teils der Hauptverbrennung des BP1200/7.

Der Rückstrom der Verbrennung setzt bei der P_HD400/8L-Düse bei ca. **363,9 °KW** ein, zu erkennen an den dunkleren Verbrennungszonen an den Rändern (rote Markierung). Bei der P_HD400/6+6L-Düse ist signifikantes Rückströmen erst bei **364,8 °KW** zu erkennen. Die großen Spritzlöcher der P_HD400/6+6L-Düse sind noch immer kleiner als die Löcher der P_HD400/8L-Düse und erzeugen somit einen geringeren Impuls. Der später einsetzende Rückstrom der P_HD400/6+6L-Düse ist ein Grund für die teilweise geringeren Brennraten der P_HD400/6+6L-Düse zu Beginn des Ausbrandes. In Wandnähe kommt es mit der P_HD400/6+6L-Düse zudem nun zu einer Überlappung

der einzelnen Verbrennungsgebiete. Die Verbrennungstemperaturen in den Rückströmgebieten sind bei beiden Düsen deutlich reduziert. Die Verbrennungstemperaturen liegen somit mit der P_HD400/6+6L-Düse insgesamt höher.

Die HE enden bei **366,3 °KW**, nun hat sich bei der P_HD400/8L-Düse über den gesamten Muldenumfang ein deutlicher Rückstrom ausgebildet (Abbildung 84). Entsprechend den acht Spritzlöchern lassen sich acht dunklere Bereiche erkennen. Bei der P_HD400/6+6L-Düse findet auch ein Rückstrom statt, dieser ist jedoch nicht über den vollen Muldenumfang ausgeprägt. Es lassen sich nur sechs dunkle Gebiete im Bereich der großen Spritzlöcher erkennen. Offensichtlich ist der Impuls aus den kleinen Spritzlöchern zu gering, um einen Rückstrom zu erzeugen. Aufgrund der höheren Spritzlochanzahl ist die Lufterfassung mit der P_HD400/6+6L-Düse auch zu diesem Zeitpunkt höher. Dies trägt zu den zu diesem Zeitpunkt deutlich höheren Verbrennungstemperaturen mit dieser Düse bei.

Ein über den gesamten Muldenumfang ausgeprägter Rückstrom wird bei der P_HD400/6+6L-Düse erst bei **370,2 °KW** erreicht. Zu diesem Zeitpunkt ist der Rückstrom der P_HD400/8L-Düse schon deutlich weiter fortgeschritten und erreicht ca. zwei Drittel des sichtbaren Radius. Das Zentrum des Brennraumes wird bei der P_HD400/6+6L-Düse zwar genutzt, jedoch nur durch die geringe Kraftstoffmenge, die durch Nadelsitzdrosselung beim Schließen der Düse dort hingelangt ist. Ab ca. **372 °KW** steigen die Verbrennungstemperaturen mit beiden Düsen aufgrund des zunehmenden Lufteintrages aus der Brennraummitte wieder an. Mit der P_HD400/6+6L-Düse sind die Verbrennungstemperaturen im Schnitt höher. Teilweise wird dies durch die höheren Temperaturen in der Brennraummitte verursacht, wo der Kraftstoff aus der Schließphase der Düse verbrennt. Aber auch die Temperaturen im Rückstromgebiet sind mit der P_HD400/6+6L-Düse etwas höher.

Bei **379,2 °KW** hat der Rückstrom mit der P_HD400/8L-Düse praktisch den ganzen Brennraum erfasst. Mit der P_HD400/6+6L-Düse ist er etwas weniger weit fortgeschritten. Mit beiden Düsen wird zu diesem Zeitpunkt ein lokales Maximum bei den Verbrennungstemperaturen erreicht. Die P_HD400/6+6L-Düse erreicht nach wie vor höhere Temperaturen. Zwar lassen die höheren Temperaturen grundsätzlich positive Effekte für die Rußoxidation erwarten, allerdings spricht dies in diesem Fall dafür, dass die Verbrennung mit der P_HD400/6+6L-Düse fetter abläuft: Aufgrund der insgesamt hohen Lufterfassung beider Düsen zu diesem Zeitpunkt ist im Mittel von einer eher mage-

ren Verbrennung auszugehen. Daher bedeuten höhere Temperaturen eine Annäherung von der mageren Seite in Richtung $\lambda_V = 1$. Dies kann einer der Gründe für die erhöhten Partikelemissionen der P_HD400/6+6L-Düse sein.

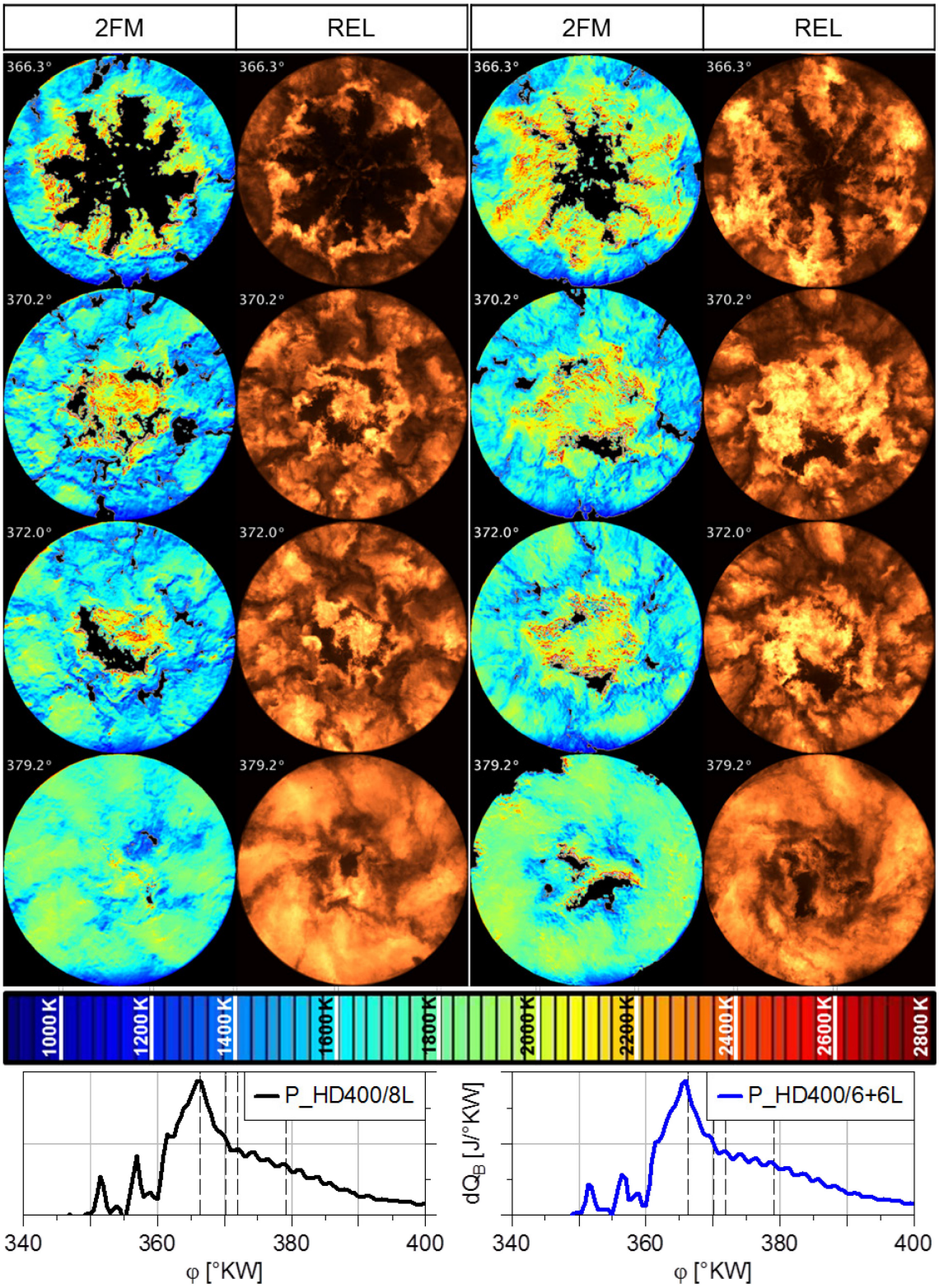

Abbildung 84: Optische Ergebnisse der P_HD400/6+6L-Düse des zweiten Teils der Hauptverbrennung des BP1200/7.

5.2.2.2 Quantitative Auswertung

Lufterfassung

Abbildung 85 zeigt die gemäß Abschnitt 4.2.4.4 berechnete Lufterfassung für die P_HD400/6+6L-Düse im Vergleich zur P_HD400/8L-Düse.

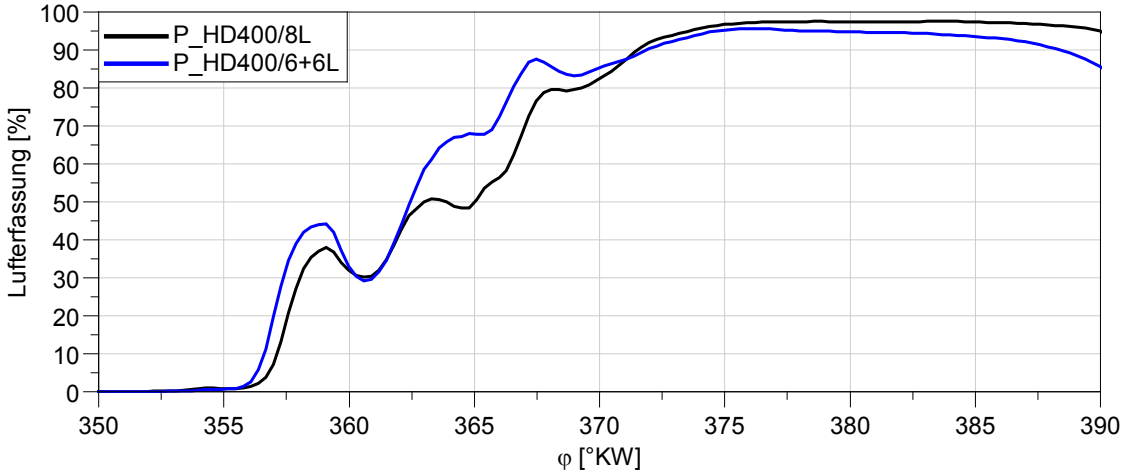

Abbildung 85: Lufterfassung der P_HD400/6+6L-Düse im BP1200/7.

Während der mischungskontrollierten Verbrennung zwischen 362 °KW und 367 °KW wird mit der P_HD400/6+6L-Düse entsprechend der Zielsetzung eine deutlich höhere Lufterfassung erreicht. Die Vorteile entstehen sowohl durch die gesteigerte Lochanzahl als auch durch die geringere Eindringtiefe des Kraftstoffes. Die lokalen Minima beider Düsen um 364 °KW sind auf den einsetzenden Rückstrom zurückzuführen. Das REL ist in einigen Punkten so gering, dass der Schwellwert für die Lufterfassung unterschritten wird. Im Anschluss steigt die Lufterfassung für beide Düsen, da der Rückstrom zunehmend die Brennraummitte erfasst. Wie im vorherigen Abschnitt gesehen, startet der Rückstrom mit der P_HD400/6+6L-Düse etwas später. Die lokalen Maxima bei ca. 367 °KW entstehen durch die Verbrennung von Kraftstoff in der Brennraummitte, welcher während des Schließens der Düse durch die Nadelsitzdrosselung dort verblieben ist. Die Lufterfassung der P_HD400/6+6L-Düse sackt im Anschluss stärker ab, da der Rückstrom weniger weit fortgeschritten ist als mit der P_HD400/8L-Düse. Der weniger ausgeprägte Rückstrom der P_HD400/6+6L-Düse ist auch die Ursache für die ab 371 °KW geringere Lufterfassung dieser Düse. In der Brennraummitte verbleiben hier mehr ungenutzte Bereiche als mit der P_HD400/8L-Düse.

Strömungsgeschwindigkeiten

Abbildung 86 zeigt die auf der Basis der REL-Aufnahmen ermittelten Strömungsgeschwindigkeiten während der Hauptverbrennung. Um 359 °KW steigen die Geschwindigkeiten durch das in den Brennraum eindringende Spray an. Aufgrund der höheren Spitzlochanzahl ist die Geschwindigkeit mit der P_HD400/6+6L-Düse im Mittel höher.

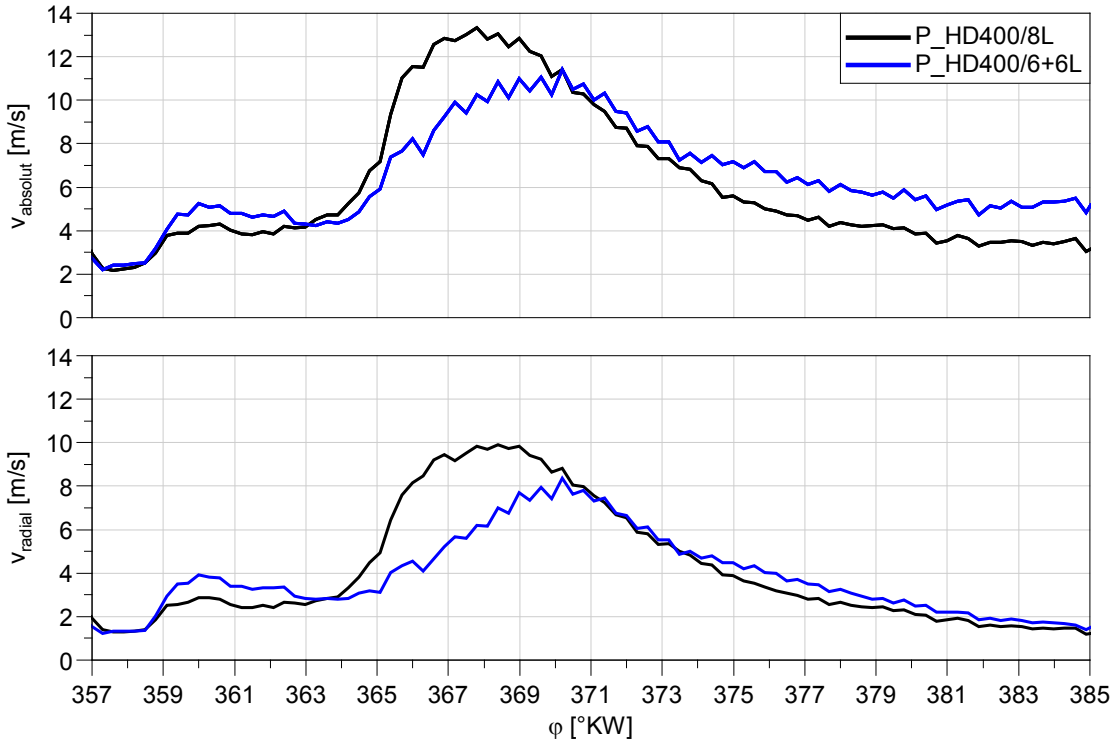

Abbildung 86: Mittlere Strömungsgeschwindigkeiten der Hauptverbrennung mit der P_HD400/6+6L-Düse im BP1200/7.

Der Anstieg der Strömungsgeschwindigkeiten um 364 °KW wird durch den einsetzenden Rückstrom dominiert, wie die radiale Geschwindigkeitskomponente verdeutlicht. Trotz des gleichen Einspritzbeginns erfolgt der Rückstrom mit der P_HD400/6+6L-Düse aufgrund des geringeren Sprayimpulses im Mittel später. Der Anstieg der Kurve der P_HD400/6+6L-Düse verläuft auch flacher als bei der P_HD400/8L-Düse. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Rückstrom zunächst nur in den Bereichen der sechs großen Spritzlöcher auftritt, so dass im Mittel geringere Geschwindigkeiten auftreten. Bis 370 °KW erreicht die P_HD400/6+6L-Düse nicht das Geschwindigkeitsniveau der P_HD400/8L-Düse. Danach liegen die radialen Komponenten der Düsen auf gleichem Niveau, da nun auch mit der P_HD400/6+6L-Düse der Rückstrom über den vollen Umfang auftritt. Im späteren Verlauf werden für die P_HD400/6+6L-Düse etwas höhere absolute Strömungsgeschwindigkeiten berechnet, was in erster Linie auf eine stärkere

Drallbewegung zurückzuführen ist. Insgesamt ist anhand der berechneten Strömungsgeschwindigkeiten zu erkennen, dass die P_HD400/6+6L-Düse noch Defizite im Bereich der Wandinteraktion und der Erzeugung eines Rückstromes aufweist. Dadurch erreicht die Verbrennung nicht die kinetische Energie und Durchmischung der P_HD400/8L-Düse. Im Vergleich zur P_HD355/14L-Düse konnte beides aber deutlich gesteigert werden.

Lokale Verbrennungstemperaturen

Abbildung 87 zeigt den Verlauf der lokalen Verbrennungstemperaturen. Ab ca. 358 °KW tritt verstärkt Rußleuchten durch die zweiten Vorverbrennungen auf, dadurch steigen die Temperaturen mit beiden Düsen an. Mit der P_HD400/6+6L-Düse sind die Temperaturen fast 100 K höher. Wird von einer im Mittel fetten Verbrennung ausgegangen, so bedeutet die höhere Temperatur der P_HD400/6+6L-Düse eine magerere Verbrennung.

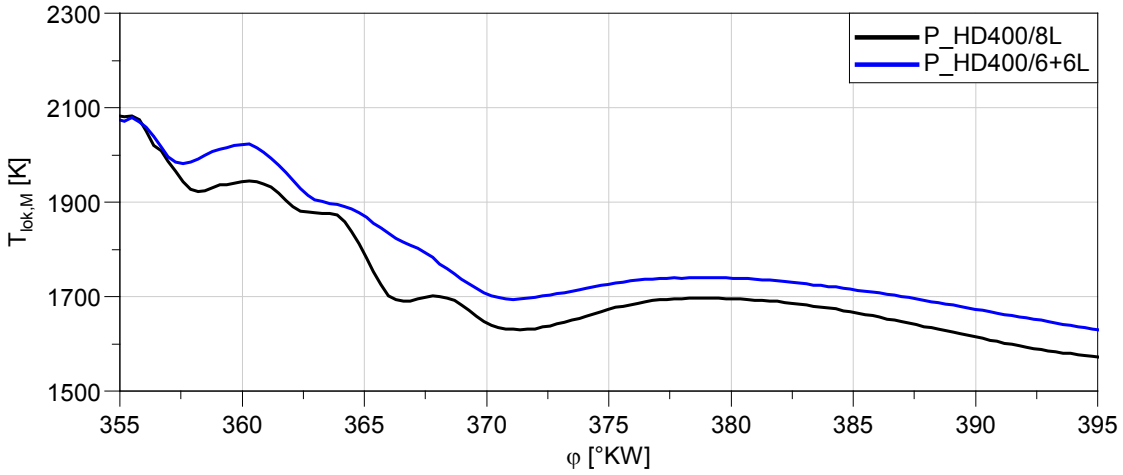

Abbildung 87: Mittlere lokale Verbrennungstemperaturen mit der P_HD400/6+6L-Düse im BP1200/7.

Ab ca. 360 °KW sinken die Verbrennungstemperaturen für beide Düsen. Hier starten die Haupteinspritzungen. Durch die zunehmende Einspritzung von Kraftstoff nehmen die Temperaturen kontinuierlich ab, da die Verbrennung immer fetter wird. Mit der P_HD400/6+6L-Düse liegen die Temperaturen durchgehend oberhalb derer der P_HD400/8L-Düse, was zu der höheren Lufterfassung und somit magereren Verbrennung passt. Mit der P_HD400/8L-Düse ist insbesondere bei 364 °KW eine starke Abnahme der Verbrennungstemperaturen erkennbar. Dies ist auf das Auftreten der besonders kalten Rückstromgebiete zurückzuführen (siehe Abbildung 83). Der kurze Anstieg

der Temperaturen mit der P_HD400/8L-Düse bei 368 °KW ist auf die Verbrennung des während des Schließens der Düse eingespritzten Kraftstoffes zurückzuführen. Ab 371 °KW steigen die Verbrennungstemperaturen für beide Düsen aufgrund des zunehmenden Frischlufteintrages aus der Brennraummitte wieder an. Die Verbrennung verschiebt sich von der fetten Seite in Richtung $\lambda_V = 1$. Ab 380 °KW sinken die Temperaturen wieder, da die Verbrennung übermagert und das Arbeitsgas expandiert. Spätestens ab 380 °KW ist von einer im Mittel mageren Verbrennung auszugehen. Dass die Verbrennungstemperaturen mit der P_HD400/6+6L-Düse auch in dieser Phase um ca. 50 K oberhalb der P_HD400/8L-Düse liegen, lässt in dem Fall auf eine fettere Verbrennung schließen. Dies passt auch zu der zuvor ermittelten geringeren Lufterfassung.

5.2.3 Zusammenfassung

Durch die Verwendung einer 12-Lochdüse mit alternierenden Spritzlochdurchmessern (P_HD400/6+6L-Düse) kommt es im untersuchten Betriebspunkt insgesamt zu einem Anstieg der Emissionen gegenüber einer konventionellen 8-Lochdüse (P_HD400/8L-Düse). Bei Variation der AGR-Rate nehmen die Partikelemissionen mit der P_HD400/6+6L-Düse im Durchschnitt um 31 % gegenüber der P_HD400/8L-Düse zu. Die Kohlenmonoxidemissionen steigen im Schnitt um 10 % an. Diese Nachteile der P_HD400/6+6L-Düse bei den Partikelemissionen nehmen bei höheren AGR-Raten tendenziell ab. Bei den Kohlenmonoxidemissionen können hier sogar leichte Vorteile erzielt werden. Die höhere AGR-Verträglichkeit der P_HD400/6+6L-Düse spricht grundsätzlich für eine hohe Lufterfassung während der mischungskontrollierten Verbrennung. Dies bestätigen auch die qualitative Auswertung der Transparentmotoraufnahmen sowie höhere lokale Verbrennungstemperaturen in dieser Phase. Die Aufnahmen zeigen außerdem, dass eine Überlappung der einzelnen Fackeln im mittleren Brennraumbereich durch die Reduktion der Spritzlochanzahl im Vergleich zur P_HD355/14L-Düse vermieden wird. Allerdings ist die Penetrationstiefe der kleinen Spritzlöcher der P_HD400/6+6L-Düse noch zu groß, so dass es zu einer Überlappung der wandnahen Verbrennungsgebiete kommt. Dies wird als einer der Hauptgründe für die im Vergleich zur P_HD400/8L-Düse höheren Partikelemissionen gesehen.

Die Brennverläufe der P_HD400/6+6L-Düse zeigen grundsätzlich nicht den verschleppten Ausbrand der P_HD355/14L-Düse, was auf die Erzeugung eines signifikanten Rückstromes hindeutet. Bei der Variation der Verbrennungsschwerpunktlage wird mit

der P_HD400/6+6L-Düse beim frühesten Schwerpunkt sogar eine geringfügige Reduktion sowohl der Partikel- als auch der Kohlenmonoxidemissionen erreicht. Die mittlere Gastemperatur im Ausbrand bestätigt sich hier als guter Indikator für die Partikelemissionen, da in diesem Messpunkt für die P_HD400/6+6L-Düse leicht höhere Temperaturen berechnet werden. Ursächlich für den Emissionsvorteil bei früher Verbrennungslage sind möglicherweise veränderte Strömungsverhältnisse im Brennraum während der Einspritzung, die die Gemischbildung in der Mulde und Bildung eines Rückstromes in Richtung Brennraummitte fördern.

Die Transparentmotoraufnahmen zeigen, dass mit der P_HD400/6+6L-Düse tatsächlich ein signifikanter Rückstrom erzeugt wird, der die Lufterfassung und Durchmischung im Ausbrand fördert. Im Vergleich zur P_HD400/8L-Düse ist dieser jedoch immer noch geringer und startet später. Die Aufnahmen zeigen, dass der Rückstrom im Wesentlichen durch die sechs größeren Spritzlöcher erzeugt wird. Die berechneten Strömungsgeschwindigkeiten der Verbrennung erreichen mit der P_HD400/6+6L-Düse auch nicht das maximale Niveau der P_HD400/8L-Düse. Daraus resultiert zudem eine geringere Lufterfassung der P_HD400/6+6L-Düse im Ausbrand. Höhere lokale Verbrennungstemperaturen der P_HD400/6+6L-Düse im Ausbrand sprechen ebenfalls für eine fettere Verbrennung.

Die höhere AGR-Verträglichkeit und die geringeren Schadstoffemissionen bei sehr früher Verbrennungsschwerpunktlage zeigen, dass das Konzept der alternierenden Spritzlochdurchmesser im Ansatz funktioniert. Allerdings scheinen die Sprayimpulsunterschiede zwischen den großen und kleinen Spritzlöchern der P_HD400/6+6L-Düse noch zu gering: Die kleinen Spritzlöcher sind zu groß, so dass ihre Fackeln bis an die Muldenwand reichen. Die großen Spritzlöcher sind hingegen zu klein, um unter allen Bedingungen genügend kinetische Energie für einen ausreichenden Rückstrom und eine vollständige Durchmischung im Ausbrand zu erzeugen. Daher wird für die zweite Düsencharge eine 6+6-Lochdüse definiert, welche eine größere Spreizung der Spritzlochdurchmesser aufweist. Um die Effekte der alternierenden Spritzlochdurchmesser besser bewerten zu können, wird zudem eine konventionelle 12-Lochdüse mit gleichem Durchfluss definiert. Außerdem wird eine Variante des 6+6-Lochkonzeptes definiert, bei der die kleinen Spritzlöcher einen größeren Höhenwinkel aufweisen. Dadurch kann die Gefahr einer wandnahen Überlappung der Verbrennungsgebiete reduziert werden, da die Verbrennung stärker in den Quetschspaltbereich gelenkt wird.

5.3 Grundlegende Erkenntnisse zur Gemischbildung

Durch den Einsatz von optischen Messverfahren am Transparentmotor und die Analyse unterschiedlicher Düsenlochkonfigurationen konnten grundlegende Erkenntnisse hinsichtlich der Gemischbildungsprozesse und des Ablaufs der Verbrennung bei mittlerer Teillast gewonnen werden. Diese sollen am Beispiel des am Transparentmotor ermittelten Brenn- und Temperaturverlaufs (Abbildung 88) zusammengefasst werden.

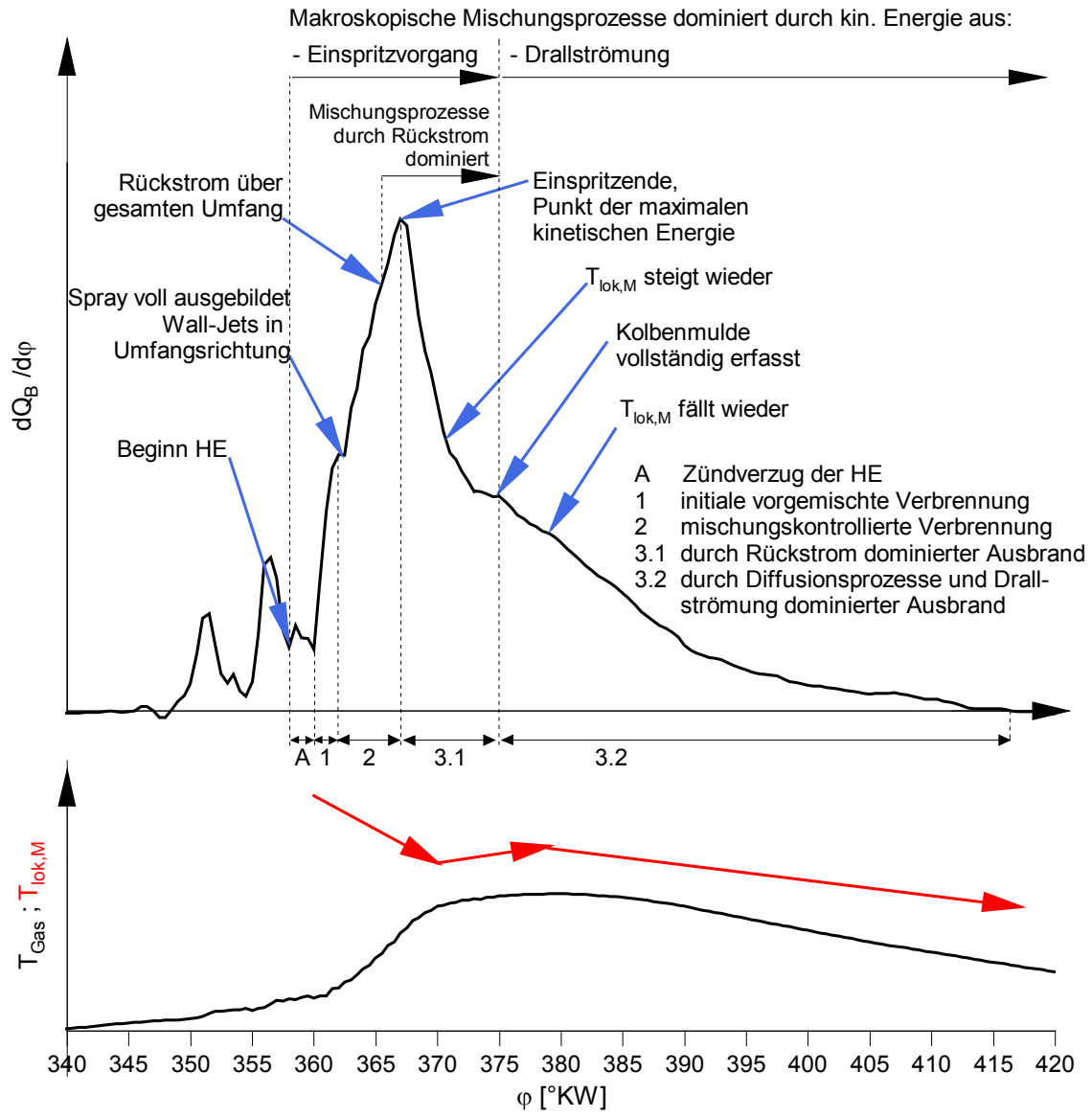

Abbildung 88: Grundlegende Erkenntnisse zur Gemischbildung aus Transparentmotoruntersuchungen.

Die Haupteinspritzung beginnt kurz vor dem oberen Totpunkt während der noch anhaltenden Wärmefreisetzung der zweiten Vorverbrennung. Entsprechend kurz sind der Zündverzug und die Phase der initial vorgemischten Verbrennung. Durch den Einspritz-

vorgang wird dem Brennraum ein hohes Maß an kinetischer Energie zugeführt. Die so entstehenden Strömungen in radialer Richtung dominieren im Folgenden den Mischungsprozess. Zu Beginn der mischungskontrollierten Verbrennung ist das Spray gerade voll ausgebildet. In der Mitte des Brennraumes bilden sich Fackeln ähnlich einer stationären Freistrahlverbrennung. In Wandnähe bilden sich jedoch bereits Wall-Jets in Umfangrichtung aus. Bei einem ausreichend großen Sprayimpuls entsteht durch radiale Wall-Jets ein Rückstrom der Verbrennung entlang der Kolbenoberfläche in Richtung Brennraummitte. Während der laufenden Einspritzung nehmen die lokalen Verbrennungstemperaturen kontinuierlich ab, da die Verbrennung zunehmend fetter wird. Die mittlere Gastemperatur steigt dagegen kontinuierlich aufgrund der zunehmenden Wärmefreisetzung. Mit Ende der Einspritzung wird die maximale Brennrate erreicht. Auch die kinetische Energie im Brennraum ist zu diesem Zeitpunkt maximal.

Durch den Wegfall der Energiezufuhr aus der Einspritzung sinkt die Brennrate zu Beginn des Ausbrandes steil ab. Die Mischungsprozesse im Brennraum sind jedoch auch jetzt noch durch die kinetische Energie aus dem Einspritzvorgang dominiert. Bereits vor Ende der Einspritzung kann sich der Rückstrom der Verbrennung über den kompletten Muldenumfang ausbilden und dieser schreitet nun weiter voran. Düsen mit einem geringeren Strahlimpuls zeigen in der ersten Phase nach Einspritzende einen umso steileren Abfall der Brennrate. Durch den zunehmenden Frischlufteintrag aus der Brennraummitte und die magerer werdende Verbrennung beginnen die lokalen Verbrennungstemperaturen einige Zeit nach Einspritzende wieder zu steigen. Im Brennverlauf ist dies durch ein Abflachen der Kurve ersichtlich. Bei Verwendung von Düsen mit hohem Strahlimpuls wird im weiteren Verlauf eine vollständige Erfassung der Kolbenmulde erreicht. Ab diesem Zeitpunkt werden die Mischungsprozesse durch die Drallströmung und Diffusionsprozesse dominiert. Die lokalen Verbrennungstemperaturen steigen auch nach vollständiger Erfassung der Mulde noch kurzzeitig weiter an, um dann aufgrund der zunehmenden Übermagerung und Expansion des Arbeitsgases kontinuierlich abzufallen. Der Zeitpunkt der maximalen lokalen Temperatur unterscheidet sich nicht wesentlich vom Punkt der maximalen Gastemperatur. Im Brennverlauf ist nach Erreichen der maximalen Temperatur ein stärkerer Abfall der Rate zu erkennen. Für den untersuchten Betriebspunkt erscheint eine Aufteilung des Ausbrandes sinnvoll. Im ersten Teil sind die makroskopischen Mischungsprozesse durch die kinetische Energie aus dem Einspritzvorgang und im zweiten Teil durch die Drallströmung dominiert. Als Übergangspunkt wird der Zeitpunkt der maximalen Lufterfassung in der Mulde definiert.

5.4 Alternierende Spritzlochdurchmesser mit größerer Durchmesserspreizung

5.4.1 Mittlere Teillast (BP 1200/7)

5.4.1.1 Variation der Verbrennungsschwerpunktlage

Abbildung 89 zeigt die Ergebnisse der 8-Lochdüse (M_HD430/8L), welche im Folgenden auch als „Referenzdüse“ bezeichnet wird, die Düse mit zwölf identischen Spritzlöchern (M_HD430/12L) sowie die 6+6-Lochdüse mit vergrößerter Spreizung der Spritzlochdurchmesser und identischen Höhenwinkeln (M_HD430/6+6L).

Die spezifischen Kraftstoffverbräuche der M_HD430/8L-Düse und der M_HD430/6+6L-Düse sind fast identisch. Mit der M_HD430/12L-Düse liegt der Verbrauch maximal um 1,3 % über dem der anderen Düsen. Die Gründe können eine längere Brenndauer sowie ein geringerer Umsetzungsgrad sein. Insgesamt liegen die Unterschiede aber noch nahe der Messgenauigkeit. Die Unterschiede im Kraftstoffverbrauch spiegeln sich nicht im Verbrennungsluftverhältnis wider, was auf die unterschiedlichen AGR-Raten zurückzuführen ist. Die M_HD430/6+6L-Düse benötigt etwas höhere AGR-Raten, um das gleiche Stickoxidemissionsniveau wie die M_HD430/8L-Düse zu erreichen, und das trotz des gleichen Kraftstoffverbrauchs. Das spricht dafür, dass die M_HD430/6+6L-Düse grundsätzlich höhere Verbrennungstemperaturen während der mischungskontrollierten Verbrennung erzeugt, was auf eine magerere Verbrennung aufgrund einer höheren Lufterfassung hindeutet. Die niedrigeren AGR-Raten der M_HD430/12L-Düse lassen sich nur teilweise durch den höheren Kraftstoffverbrauch erklären.

Unterschiede zeigen sich auch in den gemessenen Partikel- und Kohlenmonoxidemissionen. Mit der M_HD430/12L-Düse kommt es zu einem Anstieg der Emissionen im Vergleich zur Referenzdüse. Mit der M_HD430/6+6L-Düse können die Emissionen dagegen gesenkt werden.

Tendenziell sinken die Partikelemissionen mit allen Düsen bei früheren Verbrennungsschwerpunkten durch ein die Rußoxidation förderndes höheres Temperaturniveau im Ausbrand. Mit der M_HD430/6+6L-Düse können die Partikelemissionen um 4 % bis 42 % gegenüber der Referenzdüse gesenkt werden. Die Vorteile der M_HD430/6+6L-Düse nehmen bei späteren Verbrennungsschwerpunkten tendenziell zu. Teilweise ist

dies durch Schwankungen im Stickoxidemissionsniveau zu erklären. Mit der M_HD430/12L-Düse liegen die Partikelemissionen dagegen um 63 % bis 75 % über den Werten der Referenzdüse.

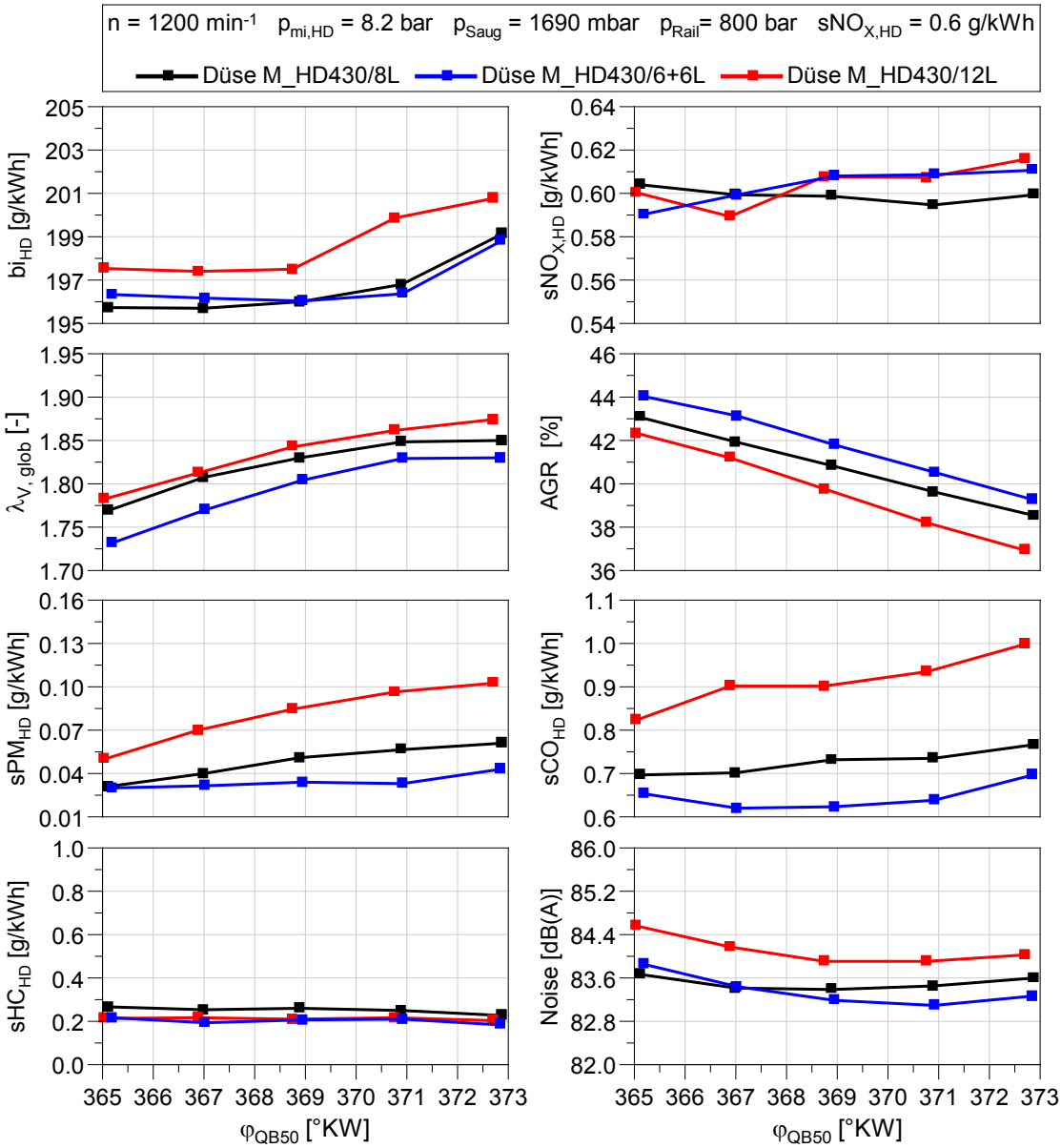

Abbildung 89: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP1200/7 bei Variation der Verbrennungsschwerpunktlage.

Das Verhalten der Kohlenmonoxidemissionen passt qualitativ zu dem der Partikelemissionen. Die Emissionen nehmen mit allen Düsen bei früheren Schwerpunkten tendenziell ab. Das höhere Temperaturniveau fördert hier die vollständige Oxidation. Mit der M_HD430/6+6L-Düse können die Kohlenmonoxidemissionen je nach Verbrennungs-

schwerpunkt um 6 % bis 15 % im Vergleich zur Referenzdüse gesenkt werden. Mit der M_HD430/12L-Düse steigen die Emissionen dagegen um 18 % bis 30 %.

Die Kohlenwasserstoffemissionen sind insgesamt auf niedrigem Niveau und zeigen keine signifikanten Unterschiede im Düsenvergleich.

Bezüglich des Verbrennungsgeräusches zeigen die M_HD430/6+6L-Düse und die M_HD430/8L-Düse fast identische Werte. Die M_HD430/12L-Düse zeigt ein im Schnitt um 0,7 dB(A) höheres Geräuschniveau. Durch eine leichte Absenkung des Einspritzdruckes könnte dies angeglichen werden, was die Nachteile in den Partikelemissionen jedoch noch verstärken würde.

Um die Unterschiede der Düsen vor allem bezüglich der Partikel- und Kohlenmonoxidemissionen genauer zu analysieren, sollen nun beispielhaft die Brennverläufe für φ_{QB50} = 369 °KW (Abbildung 90) diskutiert werden.

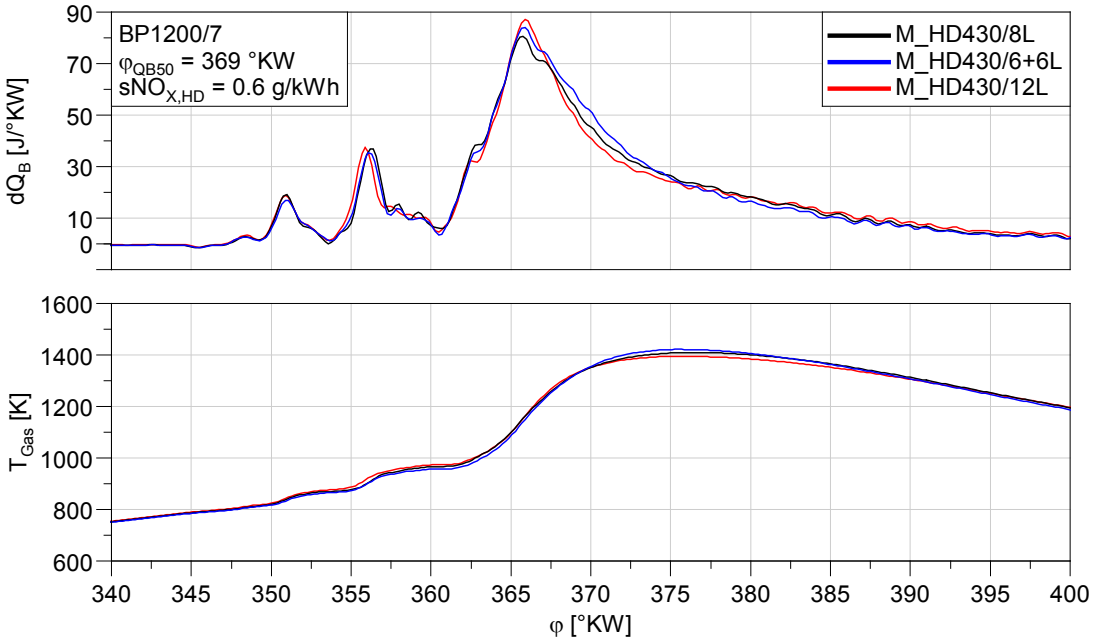

Abbildung 90: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP1200/7 bei φ_{QB50} = 369 °KW.

Die Vorverbrennungen der drei Düsen zeigen insgesamt einen sehr ähnlichen Verlauf, somit ist eine vergleichbare Vorkonditionierung des Brennraumes gegeben. Leichte Verschiebungen ergeben sich aus unterschiedlichen Ansteuerbeginnen.

Die Hauptverbrennung beginnt bei allen drei Düsen jeweils zu einem ähnlichen Zeitpunkt, wobei die M_HD430/12L-Düse einen etwas längeren Zündverzug als die ande-

ren Düsen aufweist. Trotzdem ist der Anteil an vorgemischter Verbrennung für diese Düse am geringsten. Den höchsten Vormischanteil weist die Referenzdüse auf, dies passt auch zu dem etwas höheren Geräusch im Vergleich zur M_HD430/6+6L-Düse.

Am Ende der mischungskontrollierten Phase der Verbrennung kehrt sich das Bild um. Hier weist die M_HD430/12L-Düse die höchste Brennrate auf, was ein Grund für das höchste Verbrennungsgeräusch ist. Die maximale Brennrate der M_HD430/6+6L-Düse liegt ebenfalls oberhalb der Rate der Referenzdüse. Die höheren maximalen Brennraten der 12-Lochdüsen sprechen für eine höhere Lufterfassung während der mischungskontrollierten Verbrennung.

Zu Beginn des Ausbrandes fällt die Brennrate der M_HD430/12L-Düse stark ab und zwar bis unter das Niveau der Referenzdüse. Mit der M_HD430/6+6L-Düse bleibt die Brennrate dagegen für die nächsten 10 °KW oberhalb der der Referenzdüse. Ein entsprechendes Bild geben auch die berechneten Gastemperaturen während des Ausbrandes ab, deren Trend gut zu den gemessenen Partikelemissionen passt. Aus den Transparentmotoruntersuchungen ist bekannt, dass der erste Teil des Ausbrandes stark durch den Rückstrom der Verbrennung in Richtung Brennraummitte bestimmt wird. Der verschleppte Ausbrand der M_HD430/12L-Düse ähnelt stark dem der P_HD355/14L-Düse aus der ersten Düsencharge. Daher ist zu vermuten, dass die M_HD430/12L-Düse durch die zu kleinen Spritzlöcher ebenfalls keinen ausreichenden Rückstrom erzeugen kann. Die Brennrate der M_HD430/6+6L-Düse bleibt dagegen oberhalb der der Referenzdüse. Die höhere Brennrate könnte bedeuten, dass der Rückstrom schneller voranschreitet, was aufgrund der kleineren Spritzlöcher aber unwahrscheinlich erscheint. Wahrscheinlich ist, dass der Rückstrom ähnlich stark ausgeprägt ist und die höhere Brennrate aus der besseren Gemischaufbereitung in der mischungskontrollierten Verbrennung resultiert. Dafür spricht, dass der Abstand der Brennraten ab Ende der mischungskontrollierten Verbrennung zunächst konstant bleibt.

Im zweiten Teil des Ausbrandes kehren sich die Verhältnisse dann erneut um. Die M_HD430/12L-Düse weist hier die höchste Brennrate auf, da die Verbrennung noch am unvollständigsten ist. Zu diesem späten Zeitpunkt herrschen aufgrund der abfallenden Brennraumtemperatur schlechtere Bedingungen für die Rußoxidation, was die stark erhöhten Partikelemissionen dieser Düse mitbegründet. Der Brennverlauf der M_HD430/6+6L-Düse fällt dagegen unter den Wert der Referenzdüse. Ein Großteil des Kraftstoffes wurde hier bereits früher und bei höheren Temperaturen oxidiert, was

grundsätzlich positiv für die Rußoxidation ist. Dieses unterschiedliche Verhalten der Düsen im Ausbrand wird bei der Darstellung des normierten Summenbrennverlaufs der Hauptverbrennung (Abbildung 91) besonders deutlich.

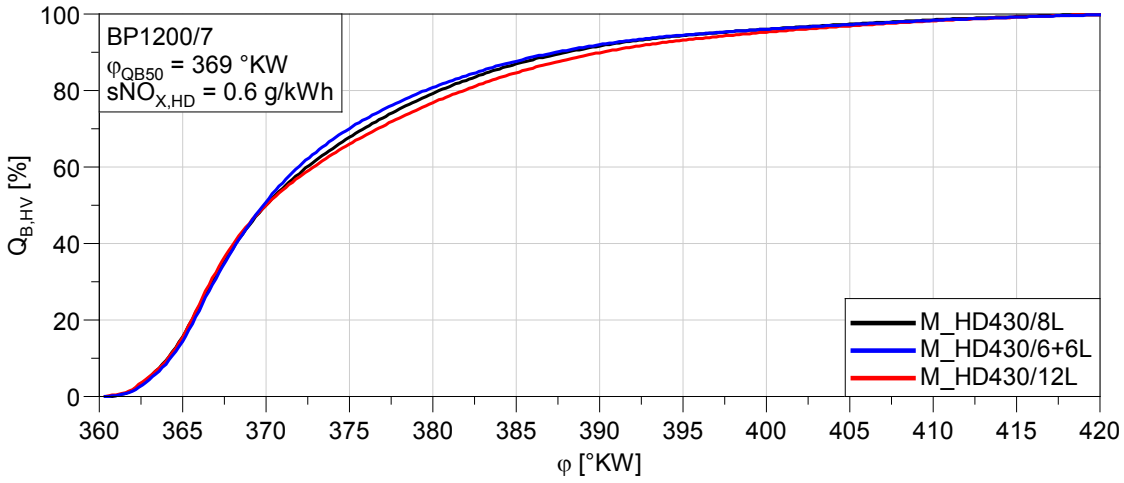

Abbildung 91: Normierte Summenbrennverläufe der Hauptverbrennung der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP1200/7 bei φ_{QB50} = 369 °KW.

5.4.1.2 Variation der AGR-Rate

Die Ergebnisse der AGR-Variation (Abbildung 92) bestätigen im Wesentlichen die Ergebnisse der φ_{QB50}-Variation. Die Unterschiede im Kraftstoffverbrauch der M_HD430/6+6L-Düse und der M_HD860/8L-Düse liegen im Bereich der Messgenauigkeit. Mit der M_HD430/12L-Düse liegt der Verbrauch um bis zu 2,3 % über dem der Referenzdüse, was aus einem geringeren Kraftstoffumsetzungsgrad und einer langsameren Verbrennung resultieren kann.

Die Verbrennungsluftverhältnisse der M_HD430/6+6L-Düse und der M_HD860/8L-Düse sind praktisch identisch. Mit der M_HD430/12L-Düse ist die Verbrennung bei geringen AGR-Raten etwas fetter und bei hohen AGR-Raten etwas magerer. Dies lässt sich mit dem bei hohen AGR-Raten abnehmenden Unterschied im Kraftstoffverbrauch erklären. Die AGR-Raten zeigen im Düsenvergleich grundsätzlich den gleichen Trend wie bei der Variation der Verbrennungsschwerpunktlage, wenn auch die Unterschiede zwischen der M_HD430/6+6L-Düse und der M_HD430/8L-Düse geringer ausfallen.

Die Schadstoffemissionen bestätigen ebenfalls den Trend aus der φ_{QB50}-Variation. Die Partikelemissionen können mit der M_HD430/6+6L-Düse um 32 % bis 49 % gegenüber der Referenzdüse reduziert werden, wobei die Unterschiede bei hohen AGR-Raten zu-

nehmen. Mit der M_HD430/12L-Düse nehmen die Partikelemissionen um 32 % bis 65 % gegenüber der Referenzdüse zu. Hier nehmen die Unterschiede bei hohen AGR-Raten tendenziell ab. Somit weist die M_HD430/6+6L-Düse und in gewisser Weise auch die M_HD430/12L-Düse eine höhere AGR-Verträglichkeit als die Referenzdüse auf, was für eine gute Lufterfassung während der mischungskontrollierten Verbrennung spricht.

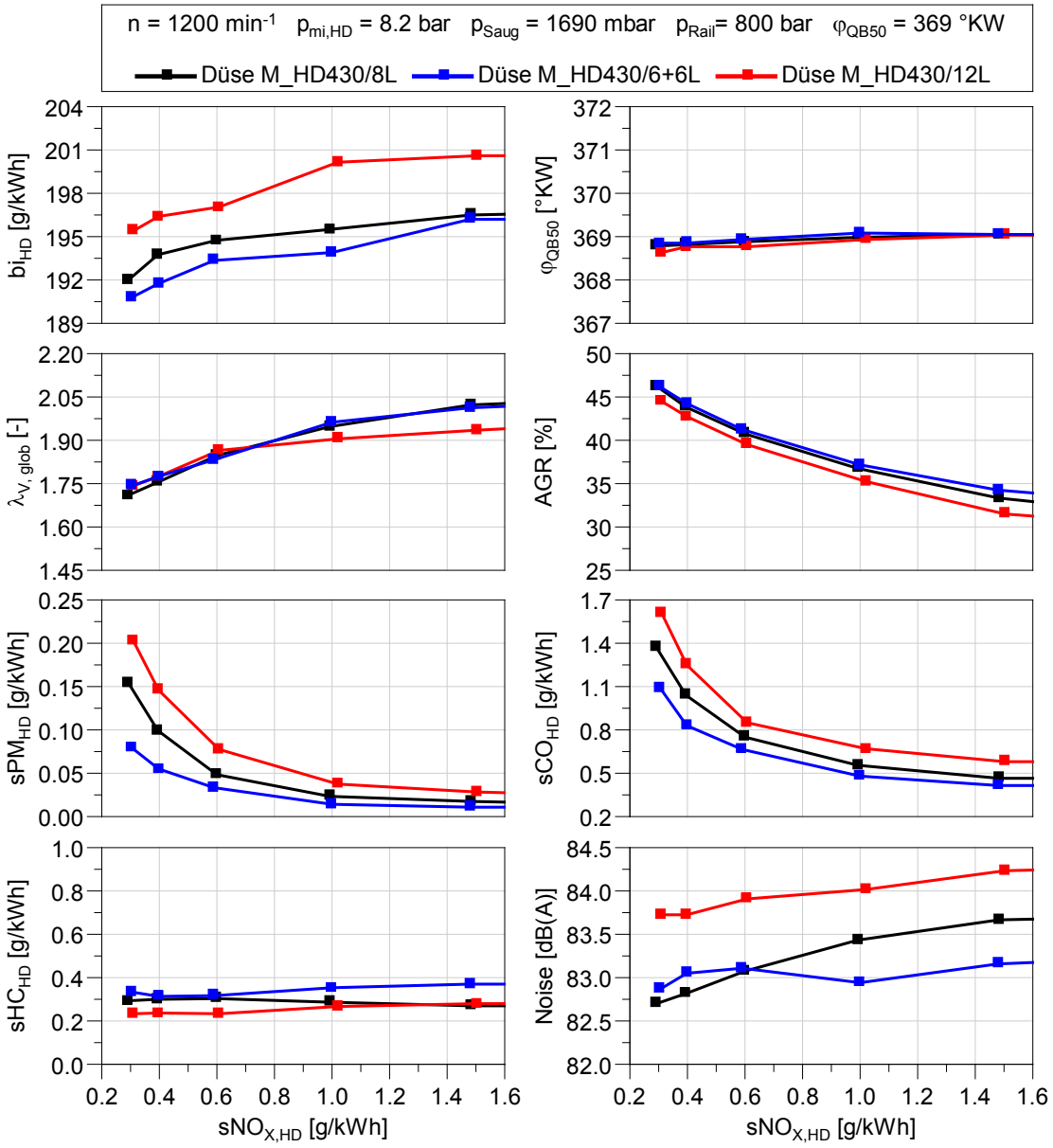

Abbildung 92: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP1200/7 bei Variation der AGR-Rate.

Die Kohlenmonoxidemissionen zeigen die gleiche Tendenz wie die Partikelemissionen. Mit der M_HD430/6+6L-Düse werden sie um 11 % bis 21 % gegenüber der Referenzdüse gesenkt. Mit der M_HD430/12L-Düse steigen die Emissionen um 13 % bis 25 %.

Die Kohlenwasserstoffemissionen liegen für alle Düsen auf einem vergleichbar niedrigen Niveau. Auch ein Einfluss der AGR-Rate ist nicht sichtbar.

Das Verbrennungsgeräusch zeigt im Düsenvergleich das gleiche Verhalten wie bei der φ_{QB50}-Variation. Die M_HD430/6+6L-Düse und die M_HD430/8L-Düse zeigen vergleichbare Werte, während die M_HD430/12L-Düse im Schnitt ein um 0,7 dB(A) höheres Geräuschniveau hat.

Um die Unterschiede in der AGR-Verträglichkeit der Düsen genauer zu analysieren, sind in Abbildung 93 die Brennverläufe für $sNO_x = 1{,}5$ g/kWh und $sNO_x = 0{,}3$ g/kWh dargestellt.

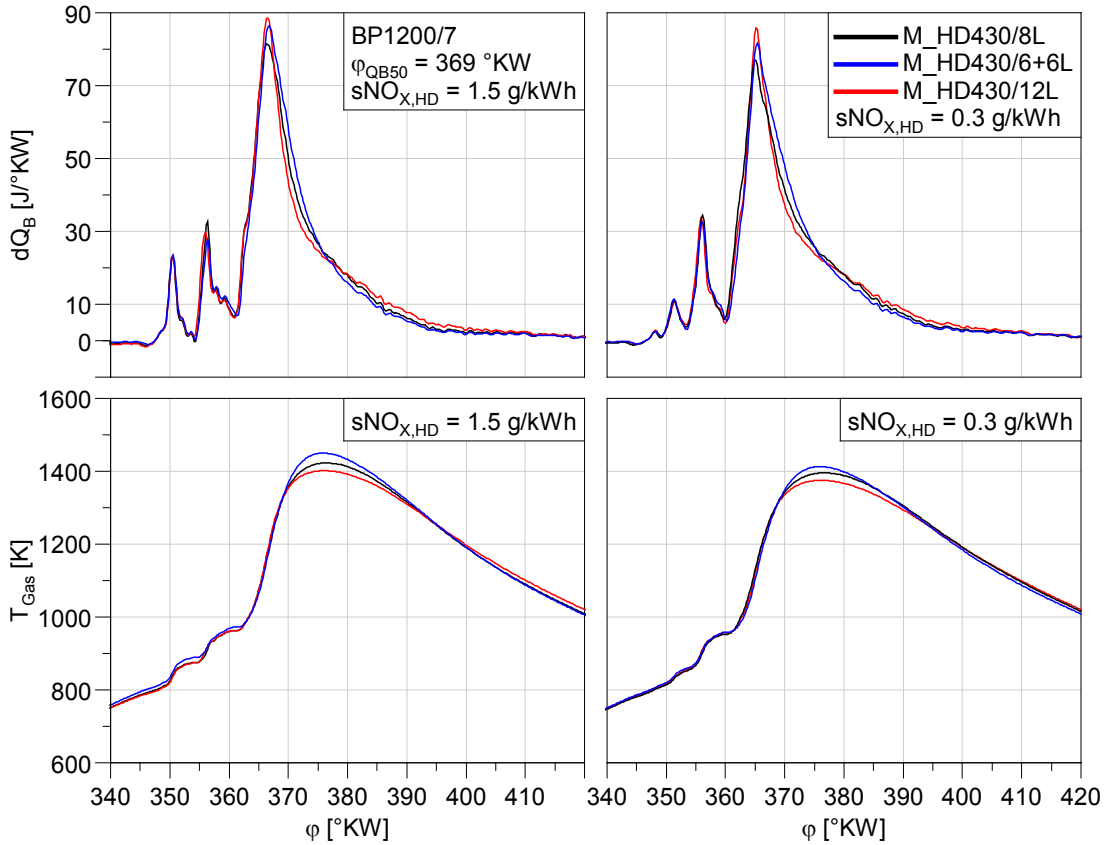

Abbildung 93: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP1200/7 bei $sNO_{x,HD} = 1{,}5$ g/kWh und $sNO_{x,HD} = 0{,}3$ g/kWh.

Die düsenspezifischen Unterschiede in den Brennverläufen und mittleren Gastemperaturen ähneln denen, die bereits bei der φ_{QB50}-Variation diskutiert wurden. Daher soll hier nur auf die Veränderung mit zunehmender AGR-Rate eingegangen werden. Bei sNO_x = 0,3 g/kWh zeigen die Vorverbrennungen eine teilweise Verlagerung der Wärmefreisetzung aus der ersten in die zweite Vorverbrennung. Für die Hauptverbrennung lässt sich im Rahmen der Auflösung von 0,2 °KW keine signifikante Veränderung des Zündverzuges feststellen. Trotzdem nehmen die Anteile an initial vorgemischter Verbrennung für alle Düsen zu. Die Unterschiede in der maximalen Brennrate nehmen bei sNO_x = 0,3 g/kWh leicht zu. Mit der M_HD430/12L-Düse nehmen auch die Nachteile im Ausbrand ab, was im Verlauf der Gastemperaturen und auch der normierten Summenbrennverläufe deutlich wird (Abbildung 94). Mit der P_HD400/6+6L-Düse bleibt die Brennrate bei sNO_x = 0,3 g/kWh um 0,6 °KW länger oberhalb derer der Referenzdüse als bei sNO_x = 1,5 g/kWh. Ansonsten finden sich keine eindeutigen Indikatoren für eine höhere AGR-Verträglichkeit.

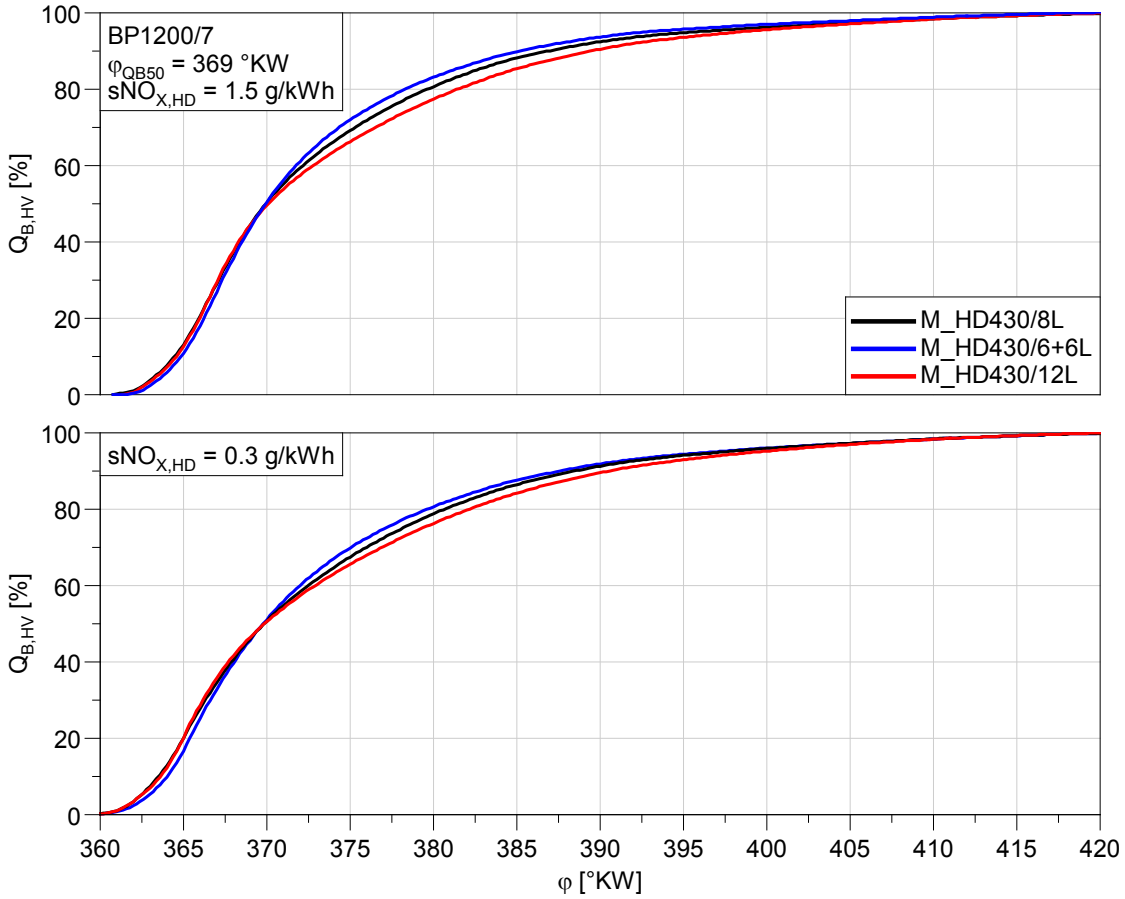

Abbildung 94: Normierte Summenbrennverläufe der Hauptverbrennung der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP1200/7 bei $sNO_{x,HD}$ = 1,5 g/kWh und $sNO_{x,HD}$ = 0,3 g/kWh.

5.4.2 Untere Teillast (BP 1200/4)

5.4.2.1 Variation der Verbrennungsschwerpunktlage

Der spezifische Kraftstoffverbrauch liegt in diesem Betriebspunkt mit allen Düsen auf gleichem Niveau (Abbildung 95).

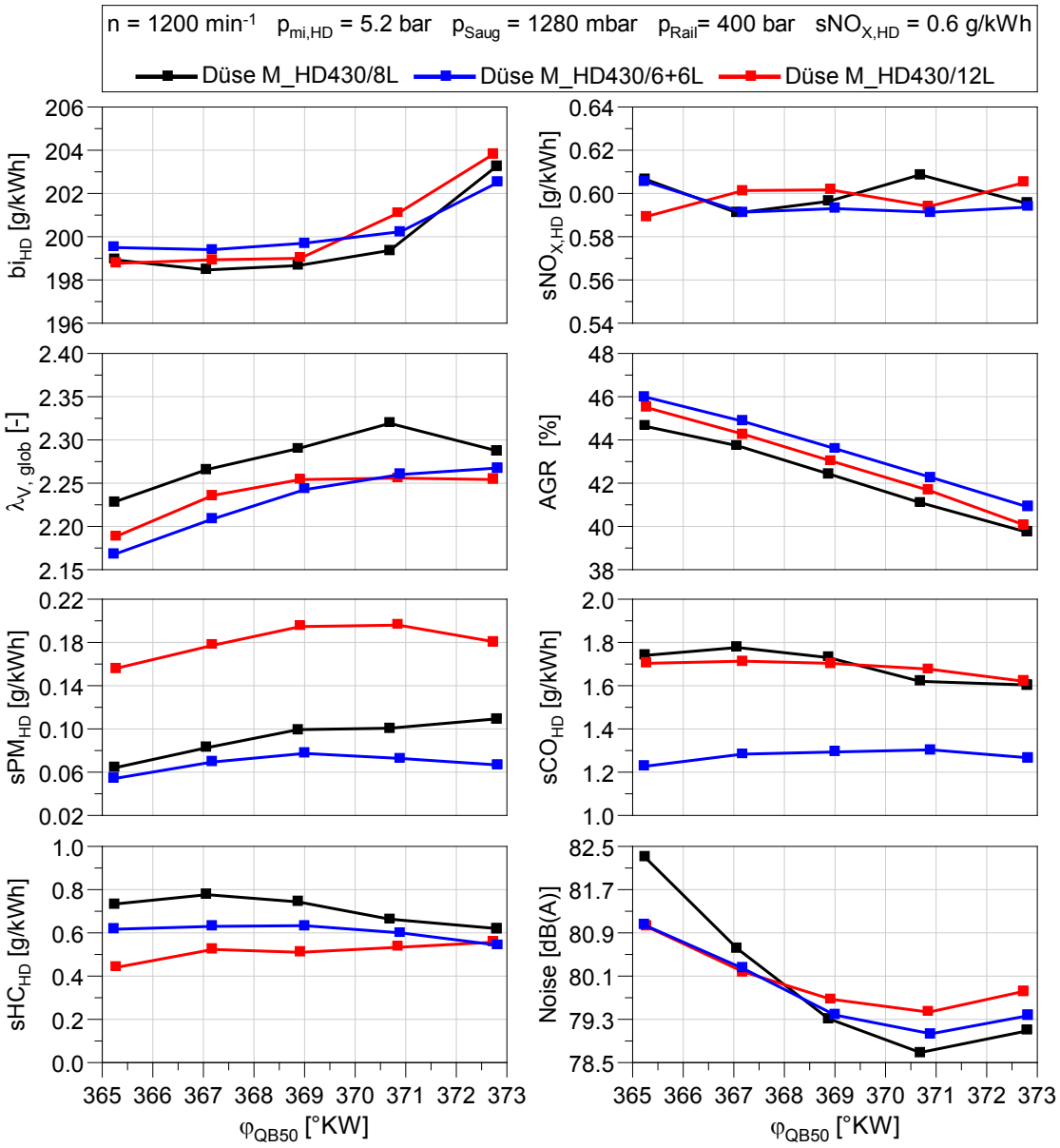

Abbildung 95: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP1200/4 bei Variation der Verbrennungsschwerpunktlage.

Die verbrauchsoptimalen Schwerpunkte liegen etwas früher als beim BP1200/7, was auf geringere Verbrennungstemperaturen und somit eine geringere Relevanz der Wandwärmeverluste zurückgeführt werden kann. Das globale Verbrennungsluftverhältnis ist mit der M_HD430/6+6L-Düse und der M_HD430/12L-Düse etwas fetter als mit der

Referenzdüse, da höhere Abgasrückführraten für das gleiche Stickoxidemissionsniveau benötigt werden. Dies lässt auf eine grundsätzlich magerere mischungskontrollierte Verbrennung durch eine höhere Lufterfassung schließen.

Die Partikelemissionen zeigen ein qualitativ ähnliches Verhalten wie im BP1200/7: Mit der M_HD430/12L-Düse kommt es zu einem deutlichen Anstieg der Emissionen, während mit der M_HD430/6+6L-Düse eine Reduktion möglich ist. Mit der M_HD430/6+6L-Düse können die Partikelemissionen um 16 % bis 39 % gegenüber der Referenzdüse gesenkt werden, mit zunehmenden Vorteilen bei späten Verbrennungsschwerpunkten. Die Reduktion ist damit auf ähnlichem Niveau wie im BP1200/7. Mit der M_HD430/12L-Düse steigen die Partikelemissionen um 66 % bis 143 % gegenüber der Referenzdüse, wobei die Nachteile bei frühen Verbrennungsschwerpunkten zunehmen. Der Unterschied ist somit bei frühen Schwerpunkten deutlich größer als im BP1200/7. Möglicherweise verschärft der in diesem Betriebspunkt geringere Einspritzdruck (400 bar statt 800 bar) das Problem des zu geringen Strahlimpulses durch die verkleinerten Spritzlöcher. Dagegen spricht jedoch die Tatsache, dass die Unterschiede zwischen der M_HD430/12L-Düse und der M_HD430/6+6L-Düse im Vergleich zum BP1200/7 abgenommen haben.

Die Kohlenmonoxidemissionen zeigen für die M_HD430/12L-Düse in diesem Betriebspunkt keinen Anstieg gegenüber der Referenzdüse. Mit der M_HD430/6+6L-Düse können die Kohlenmonoxidemissionen dagegen um 20 % bis 30 % gegenüber der Referenzdüse gesenkt werden. Da die Reduktion somit deutlich größer als im BP1200/7 ist, spricht dies für nachteilige Effekte bei der Verbrennung mit der Referenzdüse.

Die Kohlenwasserstoffemissionen sind in diesem Betriebspunkt auf einem deutlich höheren Niveau als im BP1200/7. Ursächlich sind kältere Brennraumtemperaturen und verlängerte Zündverzüge. Die düsenspezifischen Unterschiede sind eher gering. Auffällig ist jedoch der stärkere Anstieg der Emissionen der M_HD430/8-Düse bei früheren Verbrennungsschwerpunkten.

Das Verbrennungsgeräusch liegt insbesondere für die P_HD400/6+6L-Düse und die M_HD430/12L-Düse auf gleichem Niveau. Mit der Referenzdüse steigt das Geräusch bei frühen Verbrennungsschwerpunkten etwas stärker an als mit den anderen Düsen, was auf einen längeren Zündverzug hindeutet.

Zur genaueren Analyse dieses Betriebspunktes sind in Abbildung 96 die Brennverläufe und mittleren Gastemperaturen des Basispunktes (φ_{QB50} = 367 °KW) dargestellt.

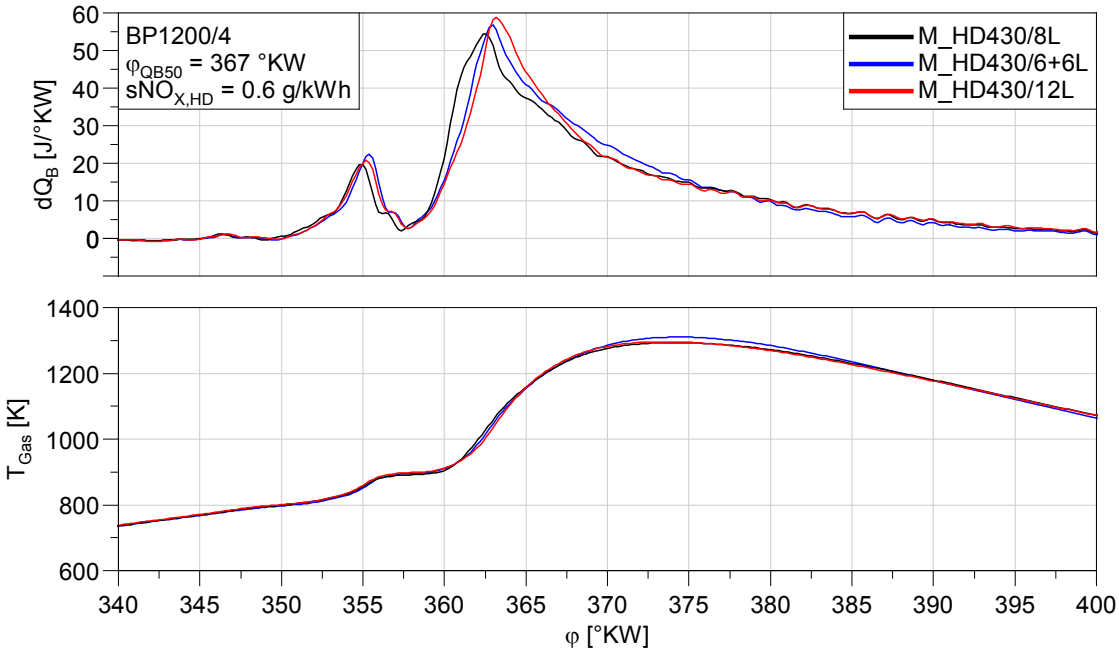

Abbildung 96: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP1200/4 bei φ_{QB50} = 367 °KW.

Die Wärmefreisetzungen der beiden Voreinspritzungen gehen aufgrund des langen Zündverzuges in diesem Messpunkt praktisch vollständig ineinander über. Der Zündverzug der Referenzdüse ist hier länger als der der beiden 12-Lochdüsen, so dass die Ansteuerung des Injektors 0,6 °KW früher erfolgt. Durch die größeren Spritzlochdurchmesser liegt hier vermutlich erst später ein zündfähiges Gemisch vor. Durch den geringen Einspritzdruck wird der Effekt der größeren Spritzlöcher möglicherweise verstärkt. Aufgrund der früheren Einspritzung kommt es wahrscheinlich auch zu einer stärkeren Übermagerung der Voreinspritzungen der Referenzdüse, so dass die Wärmefreisetzung hier etwas geringer ausfällt. Die Voreinspritzungen werden an diesem Betriebspunkt im Messpunkt „0 AGR“ der AGR-Variation kalibriert. Die Auswirkungen der geringeren Vorkonditionierung und des längeren Zündverzuges werden zu Beginn der Hauptverbrennung deutlich: Der Brennverlauf der Referenzdüse weist hier einen deutlich steileren Anstieg auf als der der anderen Düsen. Die Verbrennung läuft stärker vorgemischt ab und Teile der Voreinspritzungen setzen vermutlich erst hier um. Dies ist auch der Grund für das stärker zunehmende Verbrennungsgeräusch bei frühen Verbrennungsschwerpunkten.

Die stärker vorgemischte Hauptverbrennung der Referenzdüse ist wahrscheinlich auch der Grund für die teilweise abweichenden Tendenzen in den Emissionen im Vergleich zum BP1200/7. Durch die stärkere Gemischhomogenisierung fallen die Nachteile der Referenzdüse in den Partikelemissionen gegenüber der M_HD430/6+6L-Düse geringer und die Vorteile gegenüber der M_HD430/12L-Düse größer aus. Die stärkere Vormischung wirkt sich jedoch negativ auf die Kohlenmonoxidemissionen aus, so dass diese auf gleich hohem Niveau wie bei der M_HD430/12L-Düse liegen. Ursächlich ist bei der M_HD860/8L-Düse jedoch eine Übermagerung aufgrund des langen Zündverzuges und nicht eine schlechte Durchmischung im Ausbrand, wie sie bei der M_HD430/12L-Düse vermutet wird. Dazu passen auch die bei frühen Verbrennungsschwerpunkten zunehmenden Kohlenwasserstoffemissionen der M_HD430/8L-Düse.

Am Ende der mischungskontrollierten Verbrennung zeigt sich ein ähnliches Bild wie im BP1200/7: Die beiden 12-Lochdüsen zeigen eine höhere maximale Brennrate als die Referenzdüse, und das bei größeren Vorteilen für die M_HD430/12L-Düse. Trotzdem ist die Wärmefreisetzung der Referenzdüse bis zum Ende der mischungskontrollierten Verbrennung durch den steileren Anstieg der Brennrate insgesamt höher (Abbildung 97).

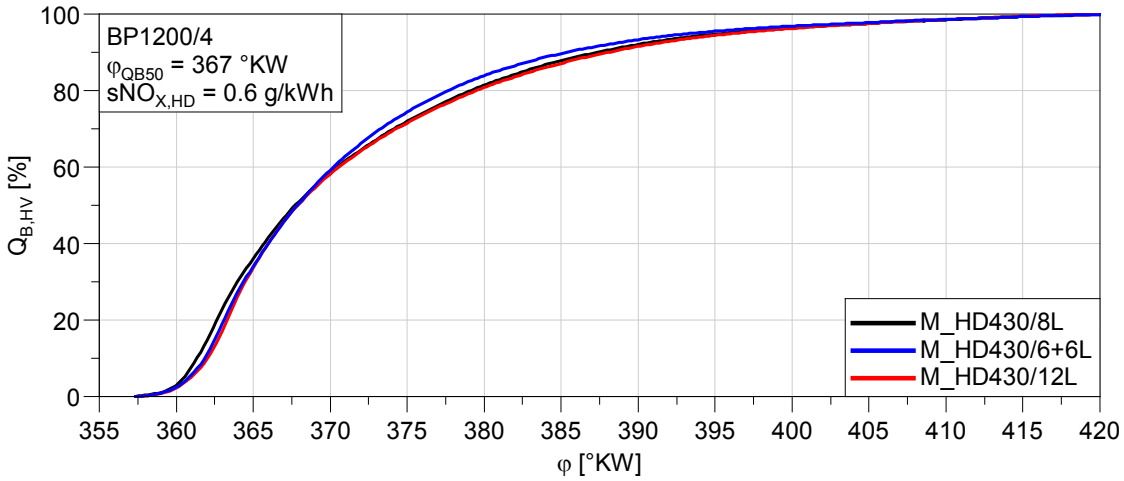

Abbildung 97: Normierte Summenbrennverläufe der Hauptverbrennungen der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP1200/4 bei φ_{QB50} = 367 °KW.

In der Ausbrandphase zeigt die M_HD430/12L-Düse den bekannten steilen Abfall der Brennrate, der vermutlich auf die mangelnde Strahl-Wand-Interkation und Durchmischung zurückzuführen ist. Die Brennrate fällt bis knapp unter die der Referenzdüse.

Die Unterschiede werden im Brennverlauf aufgrund der früher stattfindenden mischungskontrollierten Verbrennung der Referenzdüse nicht ganz so deutlich.

Die Brennrate der M_HD430/6+6L-Düse bleibt bis ca. 378 °KW oberhalb derjenigen der Referenzdüse, was für eine gute Lufterfassung und ausreichende Rückströmung in dieser Phase spricht. Die Vorteile der M_HD430/6+6L-Düse in den Partikelemissionen spiegeln sich auch im Summenbrennverlauf und in der Gastemperatur vor allem zwischen 370 °KW und 380 °KW wider. Die frühere Verbrennung und die höheren Temperaturen sind förderlich für die Rußoxidation.

5.4.2.2 Variation der AGR-Rate

Die in Abbildung 98 dargestellten Kraftstoffverbräuche der AGR-Variation zeigen keine signifikanten Unterschiede der drei Düsen. Das globale Verbrennungsluftverhältnis ist ebenfalls für alle Düsen identisch. Die leichten Unterschiede in den AGR-Raten korrelieren mit den Unterschieden im Kraftstoffverbrauch.

Mit der M_HD430/6+6L-Düse können die Partikelemissionen zwischen 14 % und 21 % gegenüber der Referenzdüse gesenkt werden. Mit der M_HD430/12L-Düse steigen die Partikelemissionen mit 75 % bis 112 % deutlich an. Die Kohlenmonoxidemissionen sinken mit der M_HD430/6+6L-Düse ebenfalls um 15 % bis 22 % gegenüber der Referenzdüse. Mit der M_HD430/12L-Düse liegen die Kohlenmonoxidemissionen bis zu 10 % über denen der Referenzdüse. Die AGR-Verträglichkeit der Düse ist in diesem Betriebspunkt somit vergleichbar. Ansonsten zeigen sich die gleichen Tendenzen wie bei der φ_{QB50}-Variation: Die Referenzdüse liegt bei den Partikelemissionen näher an dem niedrigeren Niveau der M_HD430/6+6L-Düse und bei den Kohlenmonoxidemissionen auf dem hohen Niveau der M_HD430/12L-Düse. Da die Unterschiede zwischen der M_HD430/6+6L-Düse und der M_HD430/12L-Düse im Vergleich zum BP1200/7 eher geringer geworden sind, ist davon auszugehen, dass es sich tatsächlich um eine Verschiebung des Emissionsniveaus der Referenzdüse aufgrund der stärker vorgemischt ablaufenden Hauptverbrennung handelt (siehe Abbildung 99).

Die Kohlenwasserstoffemissionen zeigen nur geringe Unterschiede für die drei Düsen. Im Gegensatz zu BP1200/7 nehmen sie jedoch mit steigenden AGR-Raten für alle Düsen zu. Dies lässt sich mit dem insgesamt geringeren Temperaturniveau im Brennraum dieses Betriebspunktes begründen. Durch die zusätzliche Absenkung der Temperatur bei hohen AGR-Raten ist eine deutliche Verlängerung des Zündverzuges zu verzeich-

nen, zudem kann es früher zu einem Abbruch der Reaktionen während der Expansion kommen.

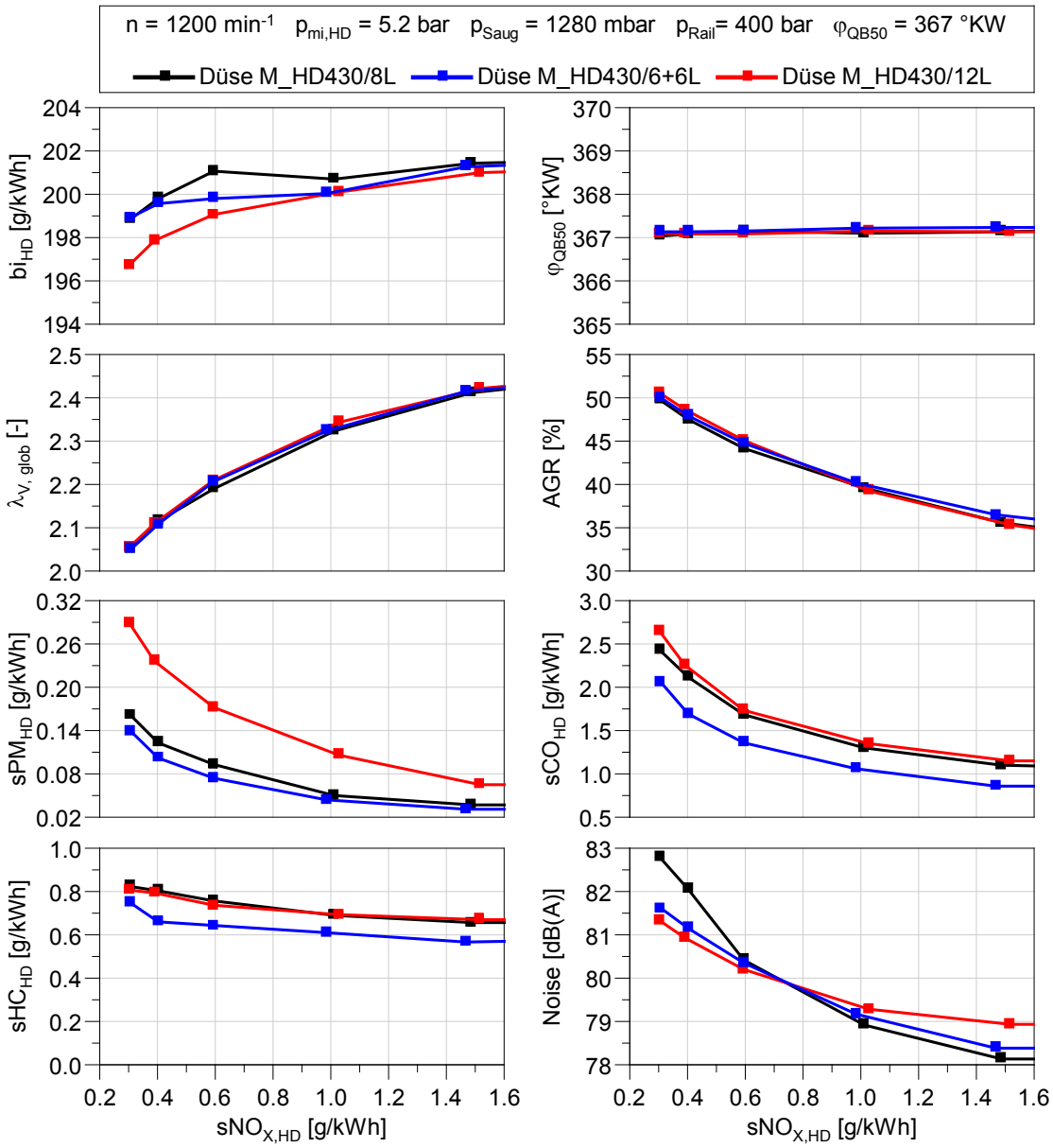

Abbildung 98: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP1200/4 bei Variation der AGR-Rate.

Das Verbrennungsgeräusch ist insbesondere bei mittleren bis geringen AGR-Raten für alle Düsen auf vergleichbarem Niveau. Je höher die AGR-Rate, desto lauter ist bei allen Düsen das Geräusch – dies ist auf die Zunahme des Zündverzuges zurückzuführen. Wie schon bei den frühen Schwerpunkten der φ_{QB50}-Variation beobachtet, fällt der Anstieg bei der Referenzdüse stärker aus. Diese Düse hat aufgrund der größeren Spritzlochdurchmesser generell einen längeren Zündverzug als die anderen Düsen. Dies kommt

bei hohen AGR-Raten noch stärker zum Tragen, so dass die Hauptverbrennung immer stärker vorgemischt abläuft. Wie in Abbildung 99 zu sehen ist, liegt die maximale Brennrate der Referenzdüse dadurch bei der höchsten AGR-Rate sogar oberhalb derer der beiden 12-Lochdüsen. Die Brennverläufe der AGR-Variation zeigen im Vergleich zur φ_{QB50}-Variation und zum BP1200/7 ansonsten keine neuen Effekte, so dass hier auf eine weitere Diskussion verzichtet wird.

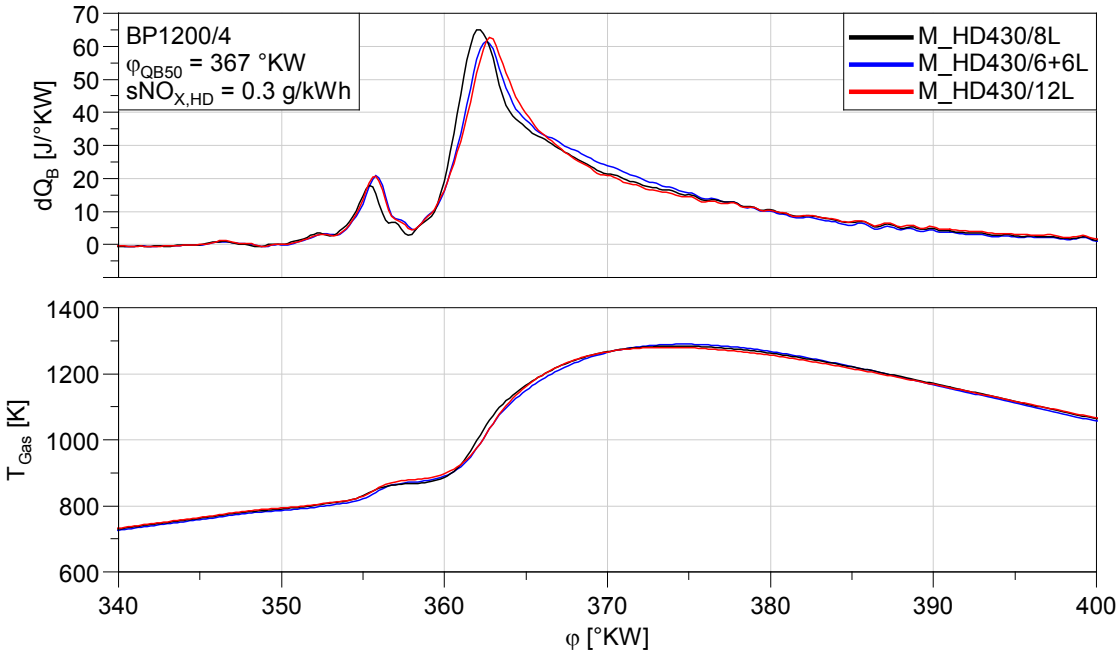

Abbildung 99: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP1200/4 bei $sNO_{x,HD}$ = 0,3 g/kWh.

5.4.3 Obere Teillast (BP 2000/18)

5.4.3.1 Variation der Verbrennungsschwerpunktlage

Der spezifische Kraftstoffverbrauch der M_HD430/8L-Düse und der M_HD430/6+6L-Düse (Abbildung 100) zeigt auch in diesem Betriebspunkt nur geringe Unterschiede. Mit der M_HD430/12L-Düse liegt der Verbrauch ca. 2 % über dem der anderen Düsen. Die minimalen Kraftstoffverbräuche werden je nach Düse zwischen 372,5 °KW und 370,5 °KW erreicht. Signifikant frühere Schwerpunktlagen sind in diesem Betriebspunkt aufgrund von Bauteilschutz (Zylinderspitzendruck) nicht möglich.

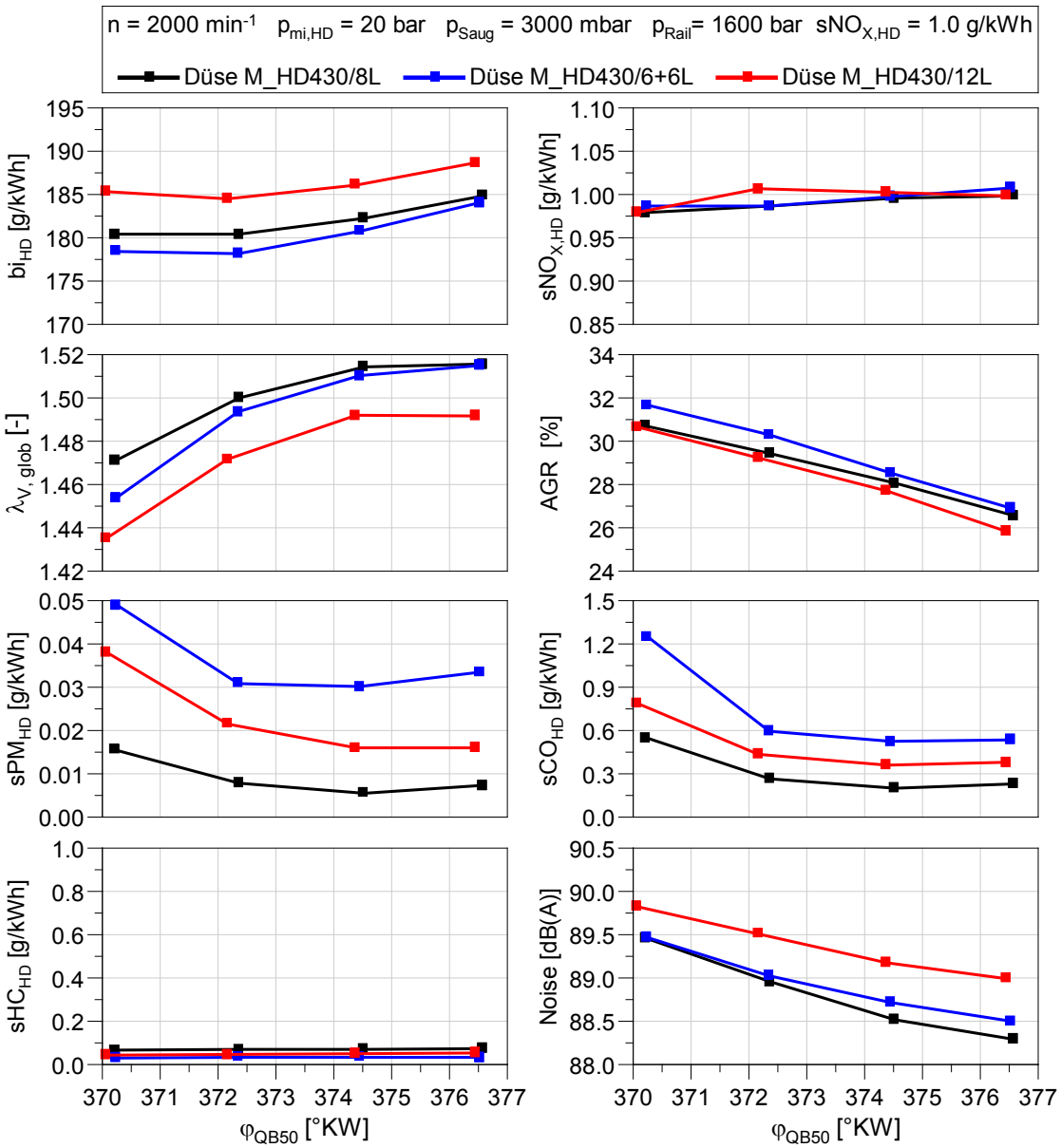

Abbildung 100: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP2000/18 bei Variation der Verbrennungsschwerpunktlage.

Mit der M_HD430/12L-Düse ist die Verbrennung im Schnitt etwas fetter als mit den anderen Düsen. Die AGR-Raten sind aufgrund des höheren Verbrauchs etwas geringer. Die M_HD430/6+6L-Düse benötigt etwas höhere AGR-Raten, was für eine höhere Lufterfassung während der mischungskontrollierten Verbrennung spricht.

Die Kohlenmonoxid- und Partikelemissionen aller Düsen zeigen ein Minimum um einen Verbrennungsschwerpunkt von 374,5 °KW. Bei früheren Schwerpunkten steigen die Partikelemissionen stark an. Durch die insgesamt deutlich fettere Verbrennung als in den anderen Betriebspunkten dominiert der Effekt der zunehmenden Sauerstoffverknappung durch die steigende AGR-Rate bei frühen Betriebspunkten. Der leichte Anstieg der Emissionen im spätesten Schwerpunkt ist vermutlich auf die sich verschlechternden Oxidationsbedingungen durch geringere Temperaturen zurückzuführen.

Im Düsenvergleich zeigt sich ein deutlich verändertes Bild im Vergleich zu den zuvor diskutierten Betriebspunkten: Sowohl mit der M_HD430/12L-Düse als auch mit der M_HD430/6+6L-Düse kommt es zu einem Anstieg der Emissionen im Vergleich zur Referenzdüse, wobei die Nachteile mit der M_HD430/6+6L-Düse noch deutlicher ausfallen. Die Partikelemissionen steigen mit der M_HD430/6+6L-Düse auf das 3- bis 4,5-Fache gegenüber der Referenzdüse, wobei die Nachteile tendenziell bei späteren Verbrennungsschwerpunkten größer sind. Zu beachten ist jedoch, dass die Partikelemissionen der Referenzdüse generell auf einem sehr niedrigen Niveau liegen. Der absolute Unterschied zwischen den Düsen bleibt über die Schwerpunktvariation relativ konstant ($\Delta FSN \approx 1{,}0$). Mit der M_HD430/12L-Düse fällt der Anstieg der Partikelemissionen etwas geringer aus. Sie betragen hier das 2,2- bis 2,9-Fache der Werte der Referenzdüse.

Die Kohlenmonoxidemissionen zeigen ein qualitativ ähnliches Verhalten wie die Partikelemissionen, die Unterschiede zwischen den Düsen fallen jedoch geringer aus. Mit der M_HD430/6+6L-Düse betragen sie das 2,2- bis 2,6-Fache gegenüber der Referenzdüse. Mit der M_HD430/12L-Düse betragen sie das 1,4- bis 1,8-Fache.

Die Kohlenwasserstoffemissionen sind aufgrund der hohen Verbrennungstemperaturen und des moderaten Verbrennungsluftverhältnisses in diesem Betriebspunkt auf einem kaum messbaren Niveau.

Das Verbrennungsgeräusch nimmt für alle Düsen hin zu frühen Verbrennungsschwerpunkten zu, da sich der Zündverzug verlängert und die Hauptverbrennung stärker vor-

gemischt abläuft. Außerdem rückt die maximale Brennrate näher an den oberen Totpunkt. Zwischen der M_HD430/6+6L-Düse und der Referenzdüse zeigen sich keine signifikanten Unterschiede im Geräusch. Mit der M_HD430/12L-Düse ist das Geräusch im Schnitt um 0,5 db(A) lauter als mit den anderen Düsen. Bei einer Kalibrierung auf gleiches Geräuschniveau würde die M_HD430/12L-Düse bei den Partikelemissionen weiter in Richtung des höheren Niveaus der M_HD430/6+6L-Düse rücken.

Zur genaueren Analyse sind in Abbildung 101 die Ergebnisse der thermodynamischen Druckverlaufsanalyse des Basispunktes (φ_{QB50} = 372,5 °KW) dargestellt. Der Verläufe der Vorverbrennungen zeigen für alle Düsen eine sehr gute Übereinstimmung. Die Verbrennung der M_HD430/12L-Düse startet jedoch etwas früher, um trotz eines verschleppten Ausbrandes einen ähnlichen Verbrennungsschwerpunkt zu erreichen. Die längere Brenndauer mit dieser Düse ist auch der Grund für den etwas höheren Kraftstoffverbrauch. Der Vormischanteil der Hauptverbrennung ist in diesem Betriebspunkt aufgrund der hohen Brennraumtemperaturen verschwindend gering und zeigt keine signifikanten Unterschiede für die Düsen. In der ersten Phase der mischungskontrollierten Verbrennung zeigt vor allem die M_HD430/6+6L-Düse, aber in geringem Maße auch die M_HD430/12L-Düse, eine etwas höhere Brennrate als die Referenzdüse.

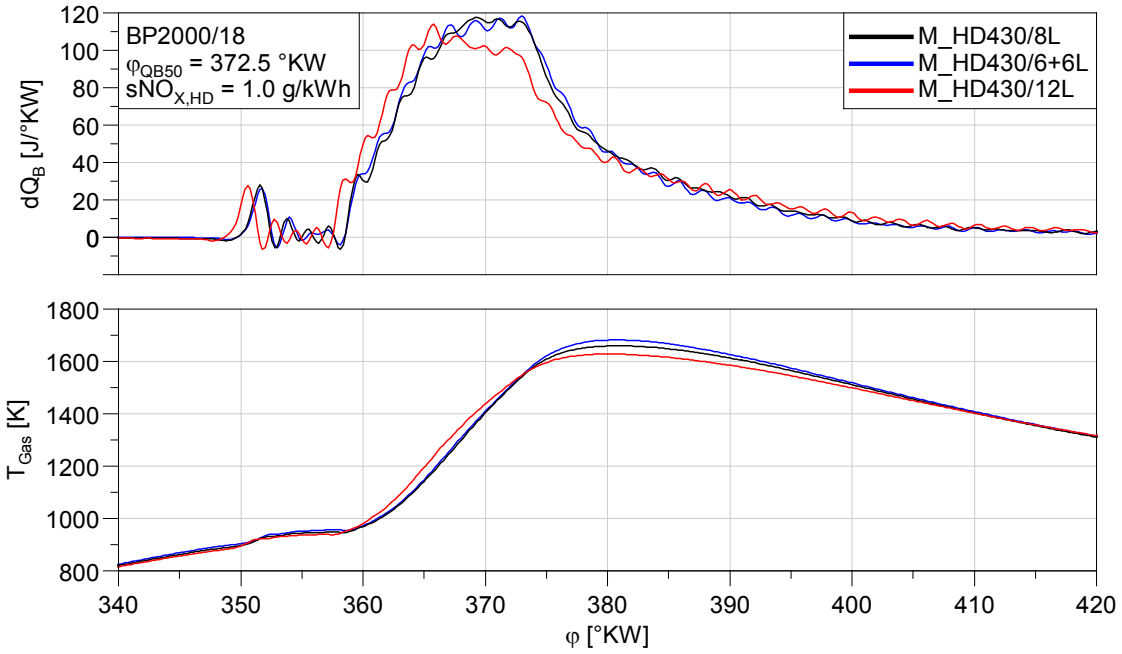

Abbildung 101: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP2000/18 bei φ_{QB50} = 372,5 °KW.

Um 367 °KW flacht die Brennrate aller Düsen ab, was den Punkt des maximalen Düsennadelhubs darstellt. Danach folgt eine kurze Phase der Verbrennung mit voll geöffneter Düse, bevor sich die Nadel wieder senkt. Auffällig ist, dass die Brennrate der M_HD430/12L-Düse während des Schließvorganges bereits leicht abfällt, während die Brennraten der anderen Düsen in etwa konstant sind. Zur Verdeutlichung sind in Abbildung 102 die normierten Summenbrennverläufe der Hauptverbrennungen so verschoben, dass der Brennbeginn jeweils bei 0° liegt. Denkbar ist, dass bei der Referenzdüse und der M_HD430/6+6L-Düse eine zunehmende Lufterfassung im Quetschspalt die abnehmende Einspritzrate kompensiert, während die M_HD430/12L-Düse aufgrund des geringen Strahlimpulses Probleme mit der Erfassung des Quetschspaltes hat.

Bis zum Ende der mischungskontrollierten Verbrennung bei ca. 373 °KW (bzw. 15° in Abbildung 102) hat die M_HD430/12L-Düse daher einen geringeren Anteil des Kraftstoffes umgesetzt als die anderen Düsen. Der Abstand zwischen M_HD430/6+6L-Düse und Referenzdüse ist dagegen konstant geblieben. Die Ausbrandphase zeigt das Verhalten, das bereits aus den anderen Betriebspunkten bekannt ist. Die Brennrate der M_HD430/12L-Düse liegt zunächst unterhalb der Referenzdüse und im späteren Verlauf darüber. Die M_HD430/6+6L-Düse zeigt zunächst eine etwas höhere Brennrate als die Referenz und in der späten Ausbrandphase dann eine geringere.

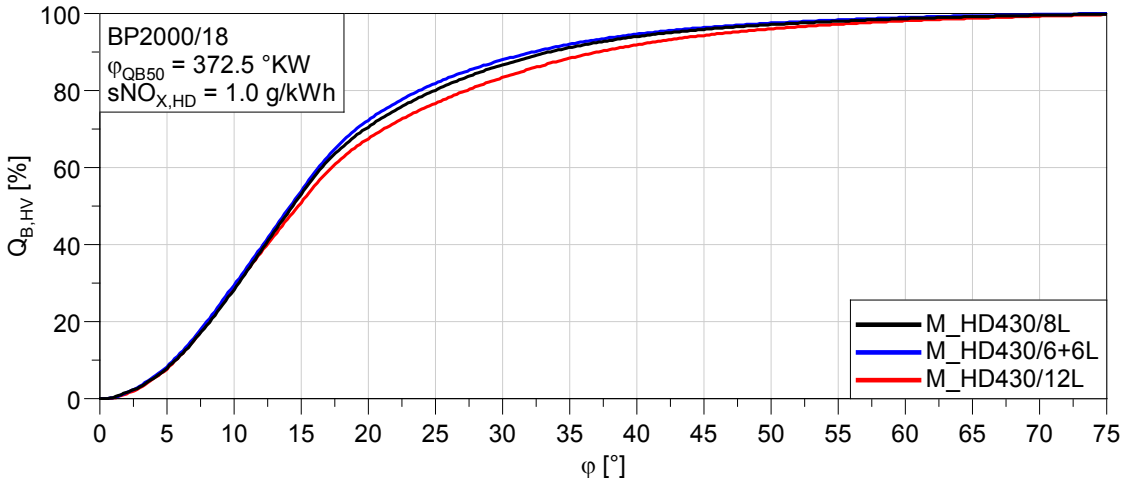

Abbildung 102: Normierte und verschobene Summenbrennverläufe der Hauptverbrennung der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP2000/18 bei φ_{QB50} = 372,5 °KW.

Die mittleren Gastemperaturen der Ausbrandphase liegen dadurch mit der M_HD430/6+6L-Düse durchgehend über denen der Referenzdüse, mit der M_HD430/12L-Düse liegen sie meist unterhalb denen der Referenz. Anders als in den

zuvor betrachteten Betriebspunkten spiegelt die Temperatur hier den Trend in den Partikelemissionen nicht wider, insbesondere im Vergleich zwischen der M_HD430/12L-Düse und der M_HD430/6+6L-Düse. Die Temperatur im Ausbrand liegt in diesem Betriebspunkt grundsätzlich um 200 K bzw. 300 K über der in den anderen Betriebspunkten. Der verschleppte Ausbrand der M_HD430/12L-Düse scheint dadurch kein oder nur ein geringerer Nachteil zu sein, da auch zu späteren Kurbelwinkeln noch genügend Temperatur für eine Rußoxidation herrscht. Aus anderen Untersuchungen des Autors [176] ist zudem bekannt, dass bei langen Einspritzdauern auch mit kleinen Spritzlöchern eine hohe Interaktion der Verbrennung mit der Kolbenmulde stattfindet.

5.4.3.2 Variation der AGR-Rate

In diesem Betriebspunkt nimmt der spezifische Kraftstoffverbrauch mit steigender AGR-Rate tendenziell leicht zu (Abbildung 103). Aufgrund des höheren Temperaturniveaus kommen die Nachteile durch die veränderten kalorischen Stoffwerte stärker zum Tragen. Außerdem nehmen die Verluste durch unvollkommene Verbrennung zu. Im Düsenvergleich sind die gleichen Effekte wie bei der φ_{QB50}-Variation zu sehen.

Die Schadstoffemissionen zeigen ebenfalls die gleichen Tendenzen wie bei der φ_{QB50}-Variation. Die Partikelemissionen betragen mit der M_HD430/6+6L-Düse das 1,7- bis 4,2-Fache von denen der Referenzdüse. Mit der M_HD430/12L-Düse betragen die Emissionen noch das 1,6- bis 2,7-Fache zur Referenz. Die Unterschiede nehmen jeweils bei höheren AGR-Raten ab. Bei hohen AGR-Raten liegt die M_HD430/6+6L-Düse somit auch näher an der M_HD430/12L-Düse. Mit den beiden 12-Lochdüsen wird bereits bei $sNO_x = 0{,}4$ g/kWh das Abbruchkriterium der AGR-Variation ($FSN \geq 5$) erreicht.

Auch die Kohlenmonoxidemissionen zeigen eine deutliche Verschlechterung für die beiden 12-Lochdüsen. Die Emissionen steigen um 53 % bis 135 % (M_HD430/6+6L-Düse) bzw. um 13 % bis 84 % (M_HD430/12L-Düse) mit abnehmenden Unterschieden bei hohen AGR-Raten.

Die Kohlenwasserstoffemissionen sind für alle Düsen kaum messbar und zeigen auch keine signifikante Veränderung in Abhängigkeit von der AGR-Rate.

Die beiden 12-Lochdüsen zeigen im Schnitt ein leicht höheres Verbrennungsgeräusch mit größeren Nachteilen für die M_HD430/12L-Düse. Der Nachteil in den Partikelemissionen der 12-Lochdüsen wiegt somit noch etwas mehr.

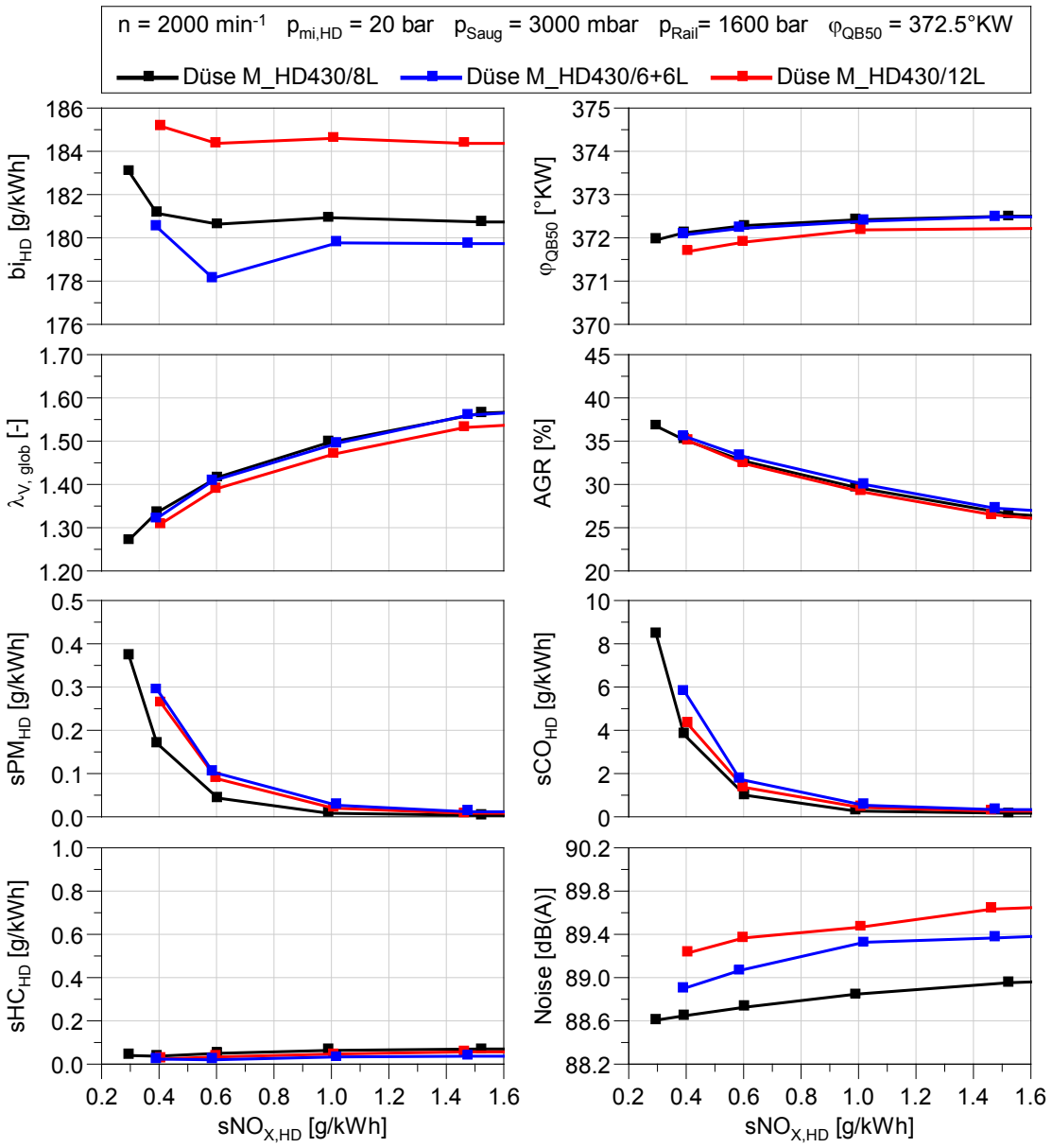

Abbildung 103: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP2000/18 bei Variation der AGR-Rate.

Abbildung 104 zeigt die berechneten Brennverläufe und mittleren Gastemperaturen für die Messpunkte sNO_x = 1,5 g/kWh und sNO_x = 0,4 g/kWh. Im Düsenvergleich zeigen sich grundsätzlich die schon im vorherigen Abschnitt beschriebenen Effekte. Bei der hohen AGR-Rate kommt es für alle Düsen zu einer Verlagerung der Wärmefreisetzung aus der mischungskontrollierten Verbrennung in die Ausbrandphase.

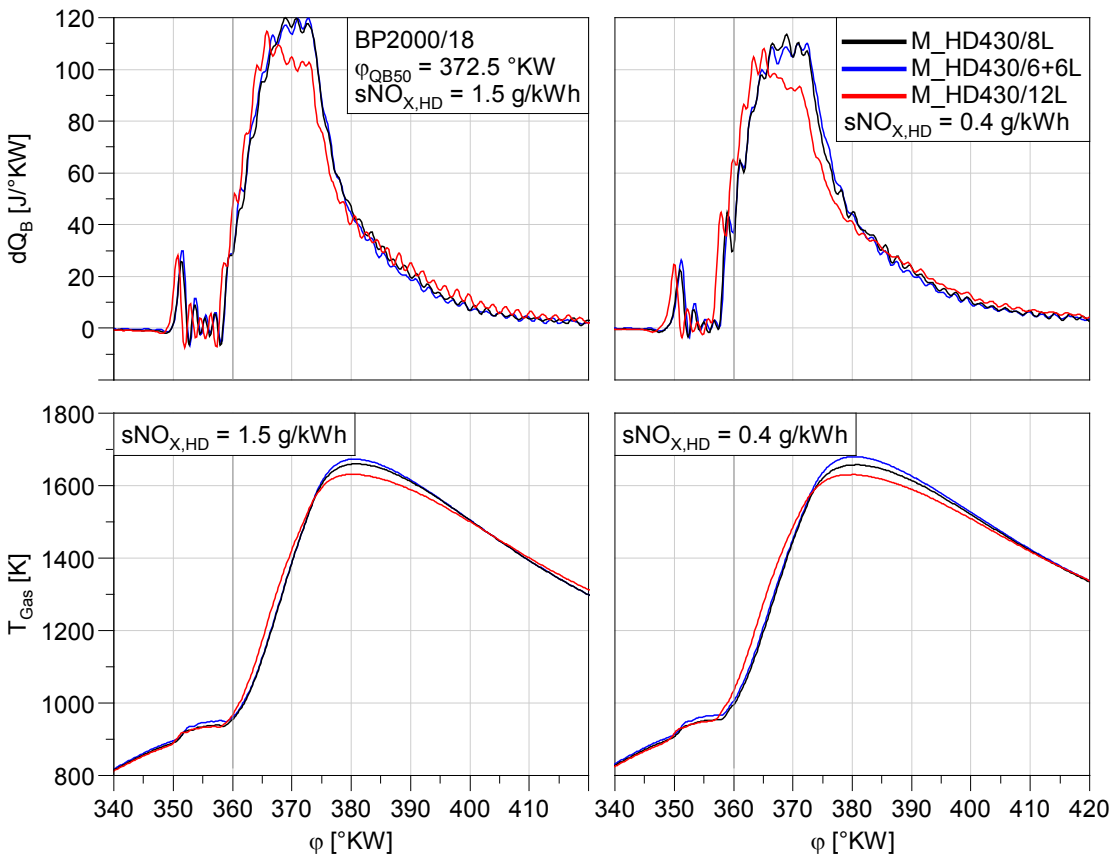

Abbildung 104: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP2000/18 bei $sNO_{x,HD}$ = 1,5 g/kWh und $sNO_{x,HD}$ = 0,4 g/kWh.

Auffällig ist hierbei, dass die Verlagerung bei der M_HD430/6+6L-Düse stärker ausgeprägt ist als bei den anderen Düsen. Dies wird bei den normierten und verschobenen Summenbrennverläufen in Abbildung 105 sichtbar. Bei sNO_x = 1,5 g/kWh setzt die M_HD430/6+6L-Düse bis zum Ende der mischungskontrollierten Verbrennung bei ca. 15° mehr Wärme um als die Referenzdüse. Bei sNO_x = 0,4 g/kWh sind dagegen kaum Unterschiede vorhanden. Das Verhalten der M_HD430/12L-Düse ändert sich im Quervergleich hingegen kaum.

Im ersten Teil des Ausbrandes setzt die M_HD430/6+6L-Düse bei sNO_x = 0,4 g/kWh mehr Wärme um als die Referenzdüse, während die Wärmefreisetzungen bei sNO_x = 1,5 g/kWh praktisch identisch sind. Auch gegenüber der M_HD430/12L-Düse gewinnt die M_HD430/6+6L-Düse an Boden. Im Ergebnis kann die M_HD430/6+6L-Düse bei sNO_x = 0,4 g/kWh in der Ausbrandphase einen größeren Temperaturvorteil gegenüber den anderen Düsen erreichen. Dies kann ein Grund für die bei hohen AGR-Raten abnehmenden Nachteile dieser Düse bezüglich der Partikelemissionen sein. Un-

klar ist jedoch, warum die M_HD430/6+6L-Düse die höhere Temperatur nicht in einen Emissionsvorteil umsetzen kann.

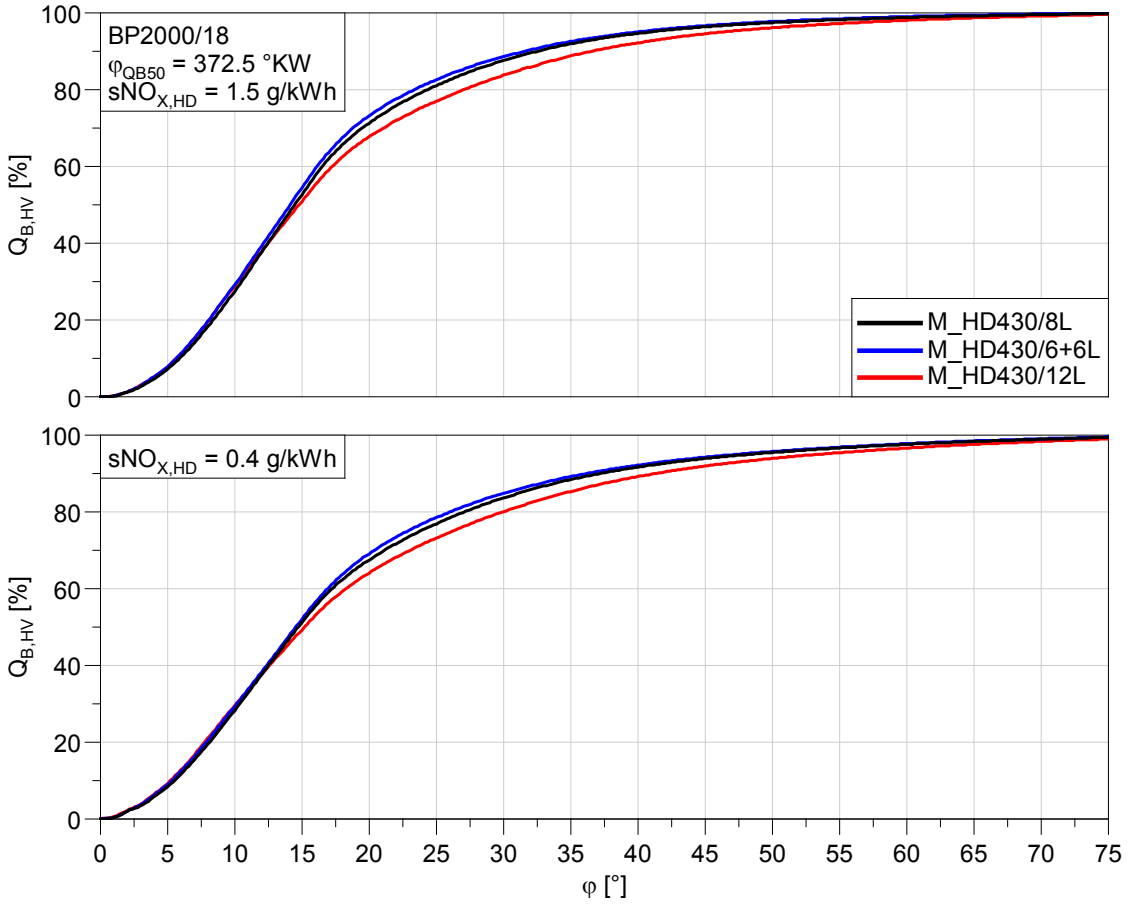

Abbildung 105: Normierte und verschobene Summenbrennverläufe der Hauptverbrennung der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/12L-Düse im BP2000/18 bei $sNO_{x,HD}$ = 1,5 g/kWh und $sNO_{x,HD}$ = 0,4 g/kWh.

5.4.4 Zusammenfassung

Die weiterentwickelte 6+6-Lochdüse (M_HD430/6+6L-Düse) weist einen größeren Unterschied des Strahlimpulses und der Penetrationstiefe zwischen kleinen und großen Spritzlöchern als die 6+6-Lochdüse aus der ersten Düsencharge (P_HD400/6+6L) auf. Erreicht wurde dies durch eine größere Spreizung der Spritzlochdurchmesser und eine sehr geringe Konizität der kleinen Spritzlöcher. Als Referenzdüse dient eine konventionelle 8-Lochdüse (M_HD430/8L-Düse) mit gleichem hydraulischem Durchfluss. Um die Auswirkungen der alternierenden Spritzlochdurchmesser der 6+6-Lochdüse besser bewerten zu können, wurde zudem eine Düse mit zwölf gleich großen Spritzlöchern (M_HD430/12L-Düse) und ebenfalls gleichem Durchfluss untersucht.

Mit der M_HD430/6+6L-Düse können sowohl die Partikel- als auch die Kohlenmonoxidemissionen im unteren und mittleren Teillastbereich im Vergleich zur Referenzdüse mit acht Spritzlöchern deutlich gesenkt werden. Bei unterer Teillast sinken die Partikelmissionen bei einer AGR-Variation bei verbrauchsoptimalem Verbrennungsschwerpunkt im Schnitt um 17 %. Die Kohlenmonoxidemissionen sinken um 19 %. Bei mittlerer Teillast können die Partikelemissionen sogar um durchschnittlich 41 % und die Kohlenmonoxidemissionen um 15 % gesenkt werden. Die AGR-Verträglichkeit der Düse ist höher als die der Referenzdüse. Die Düse mit zwölf identischen Spritzlöchern zeigt dagegen in beiden Betriebspunkten ein deutlich verschlechtertes Emissionsverhalten. Die Partikelemissionen steigen hier gegenüber der Referenzdüse im Schnitt um 89 % (untere Teillast) bzw. 53 % (mittlere Teillast). Die Kohlenmonoxidemissionen steigen ebenfalls um 6 % bzw. 20 % an.

Die Brennverläufe zeigen, dass sowohl mit der M_HD430/6+6L-Düse als auch mit der M_HD430/12L-Düse am Ende der mischungskontrollierten Verbrennung eine höhere Brennrate als mit der Referenzdüse erreicht wird, was für eine gesteigerte Lufterfassung während der mischungskontrollierten Verbrennung und eine magerere Verbrennung spricht. Die M_HD430/6+6L-Düse hält den positiven Abstand in der Brennrate gegenüber der Referenzdüse auch noch im ersten Teil des Ausbrandes. Aus den Transparentmotoruntersuchungen ist bekannt, dass diese Phase des Ausbrandes durch makroskopische Mischungsprozesse dominiert wird, welche durch die Strahl-Wand-Interaktion während der Einspritzung erzeugt wurden: Die Verbrennung strömt entlang der Kolbenoberfläche zurück in Richtung Brennraummitte. Durch die im Vergleich zur ersten Düsencharge vergrößerten großen Spritzlöcher kann die M_HD430/6+6L-Düse wahrscheinlich einen ausreichenden Rückstrom erzeugen. Als Resultat liegt die mittlere Gastemperatur dieser Düse in der Ausbrandphase auch oberhalb der Temperatur der Referenzdüse, was positive Auswirkungen auf die Rußoxidation erwarten lässt.

Mit der konventionellen 12-Lochdüse (M_HD430/12L-Düse) fallen die Brennraten dagegen nach Ende der mischungskontrollierten Verbrennung stark ab, und zwar bis unter das Niveau der Referenzdüse. Im zweiten Teil des Ausbrandes zeigt die Düse dann die höchste Brennrate aller Düsen. Dieser verschleppte Ausbrand ist bereits von der 14-Lochdüse aus der ersten Messkampagne bekannt. Es ist daher davon auszugehen, dass die M_HD430/12L-Düse durch den zu geringen Sprayimpuls der kleinen Löcher nur einen geringen und verspäteten Rückstrom erzeugt und somit eine geringere Lufterfas-

sung in der Ausbrandphase aufweist. Dadurch liegt auch die mittlere Gastemperatur mit der M_HD430/12L-Düse in der Ausbrandphase unterhalb derer der Referenzdüse.

Es bestätigt sich somit, dass die mittlere Gastemperatur in der Ausbrandphase sowohl bei unterer Teillast als auch bei mittlerer Teillast einen guten Indikator für die zu erwartenden Partikelemissionen darstellt.

Im Betriebspunkt der oberen Teillast wandelt sich das Bild deutlich. Mit der M_HD430/6+6L-Düse kommt es zu einem starken Anstieg der Partikel- und Kohlenmonoxidemissionen. In der AGR-Variation steigen die Partikelemissionen im Schnitt auf das 3,2-Fache und die Kohlenmonoxidemissionen im Schnitt auf das 1,9-Fache der Referenzdüse. Auch mit der M_HD430/12L-Düse steigen die Emissionen gegenüber der Referenzdüse an. Der Anstieg fällt jedoch geringer aus als mit der M_HD430/6+6L-Düse. So betragen die Partikelemissionen das 2,3-Fache und die Kohlenmonoxidemissionen das 1,5-Fache der Referenzdüse.

Die Brennverläufe zeigen grundsätzlich ähnliche Effekte wie in den anderen Betriebspunkten. Mit der M_HD430/6+6L-Düse wird bis zum Ende der mischungskontrollierten Verbrennung etwas mehr Wärme umgesetzt als mit der Referenzdüse und auch zu Beginn der Ausbrandphase ist die Brennrate leicht höher. Die mittlere Gastemperatur ist in der Ausbrandphase ebenfalls höher als bei der Referenz. Die M_HD430/12L-Düse zeigt auch in diesem Betriebspunkt einen verschleppten Ausbrand. Allerdings fällt die Brennrate bereits vor Ende der mischungskontrollierten Verbrennung gegenüber den anderen Düsen ab. Die Gastemperatur ist mit dieser Düse in der Ausbrandphase ebenfalls wieder am geringsten. Dies und der verschleppte Ausbrand scheinen in diesem Betriebspunkt aber kein so großer Nachteil für die Rußoxidation zu sein. Möglicherweise schwindet dieser Nachteil dadurch, dass die Temperaturen in der Ausbrandphase grundsätzlich auf einem deutlich höheren Niveau liegen. Der leichte Emissionsvorteil der konventionellen M_HD430/12L-Düse gegenüber der M_HD430/6+6L-Düse wird teilweise durch ein höheres Verbrennungsgeräusch erkauft, welches aus höheren Brennraten zu Beginn der Hauptverbrennung resultiert. Ein weiterer möglicher positiver Effekt ist ein höherer Lufteintrag in das Spray durch die ausschließlich kleinen Spritzlöcher.

5.5 Alternierende Spritzlochdurchmesser mit unterschiedlichen Höhenwinkeln

In diesem Abschnitt werden die Auswirkungen eines vergrößerten Höhenwinkels der kleinen Spritzlöcher einer 6+6-Lochdüse analysiert. Durch die weiter nach oben zielenden kleinen Spritzlöcher der M_HD430/6+6_2HW-Düse soll insbesondere bei langen Einspritzdauern eine frühzeitige Verlagerung der Verbrennung in den Quetschspalt stattfinden. Zur übersichtlicheren Darstellung werden für den BP1200/7 und BP1200/4 nur die Ergebnisse der AGR-Variationen diskutiert. Die Ergebnisse der φ_{QB50}-Variation zeigen hier keine zusätzlichen Effekte und sind dieser Arbeit im Anhang B und C beigefügt. Auf eine erneute Darstellung der Ergebnisse der M_HD430/12L-Düse wird in diesen beiden Betriebspunkten ebenfalls verzichtet.

5.5.1 Mittlere Teillast (BP1200/7)

Wie in Abbildung 106 zu sehen ist, unterscheiden sich die Ergebnisse der M_HD430/6+6_2HW-Düse hinsichtlich Kraftstoffverbrauch, AGR-Rate, Verbrennungsluftverhältnis und Verbrennungsgeräusch kaum von denen der M_HD430/6+6L-Düse. Auch die Kohlenwasserstoffemissionen der M_HD430/6+6_2HW-Düse bewegen sich auf gleichem Niveau wie die der anderen Düsen.

Bezüglich der Kohlenmonoxidemissionen erzielt die M_HD430/6+6_2HW-Düse gleiche Vorteile gegenüber der Referenzdüse (9 % bis 19 %) wie die M_HD430/6+6L-Düse. Leichte Unterschiede zeigen sich dagegen bei den Partikelemissionen. Mit der M_HD430/6+6_2HW-Düse können die Partikelemissionen gegenüber der Referenzdüse zwar ebenfalls gesenkt werden, der Vorteil ist mit 13 % bis 33 % jedoch etwas geringer als bei der M_HD430/6+6L-Düse.

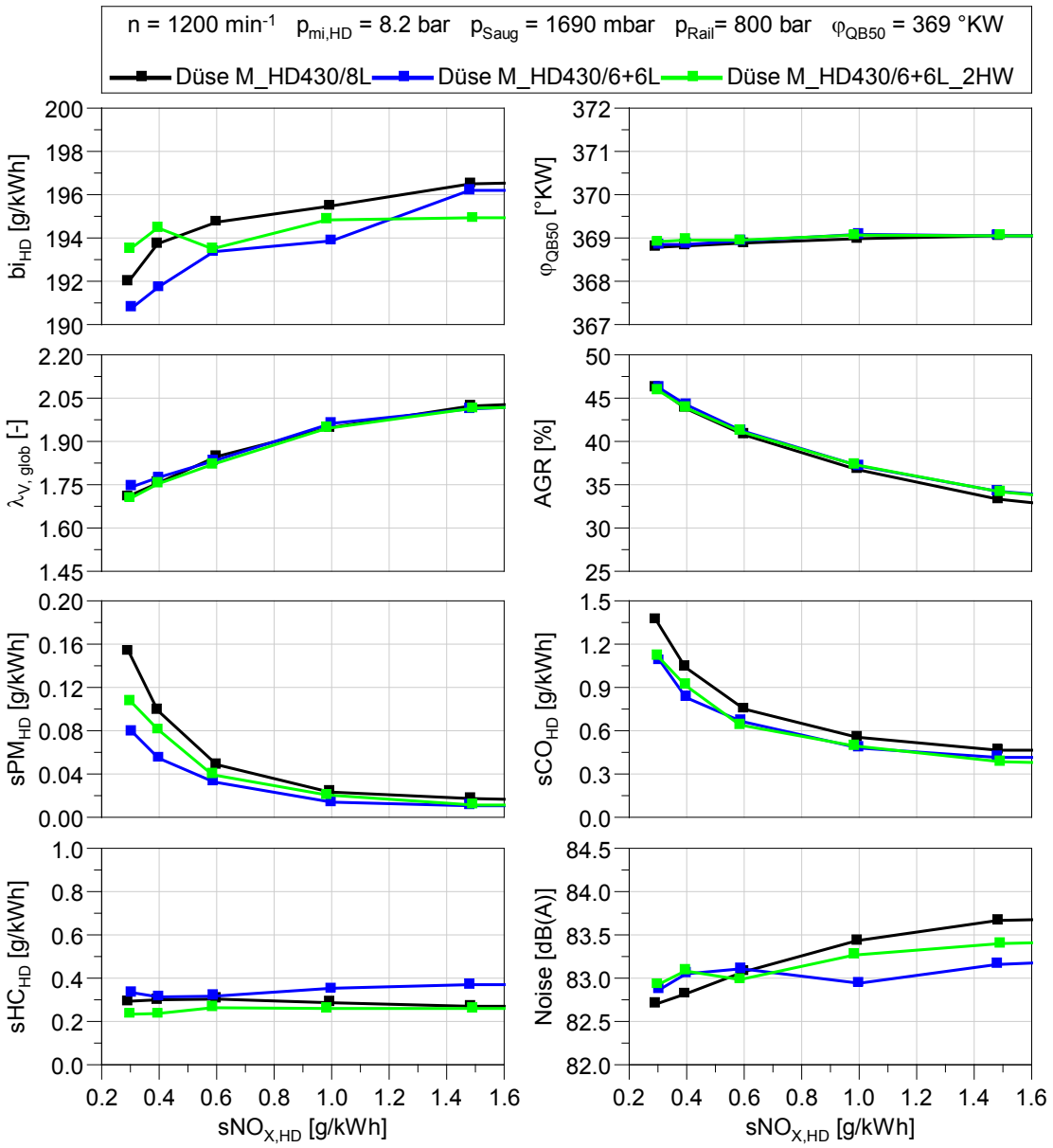

Abbildung 106: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L_2HW-Düse im BP1200/7 bei Variation der AGR-Rate.

Abbildung 107 zeigt exemplarisch die Brenn- und Gastemperaturverläufe für den Punkt sNO_x = 0,4 g/kWh, da hier die größten Unterschiede in den Partikelemissionen zwischen der M_HD430/6+6_2HW-Düse und der M_HD430/6+6L-Düse auftreten. Die Brennverläufe der Vorverbrennungen weisen nur geringe Unterschiede auf. Der Vormischanteil der Hauptverbrennung ist mit der M_HD430/6+6_2HW-Düse etwas höher. Am Ende der mischungskontrollierten Verbrennung und zu Beginn der Ausbrandphase ist die Brennrate der M_HD430/6+6_2HW-Düse dagegen etwas geringer, was sich qualitativ auch bei anderen AGR-Raten zeigt.

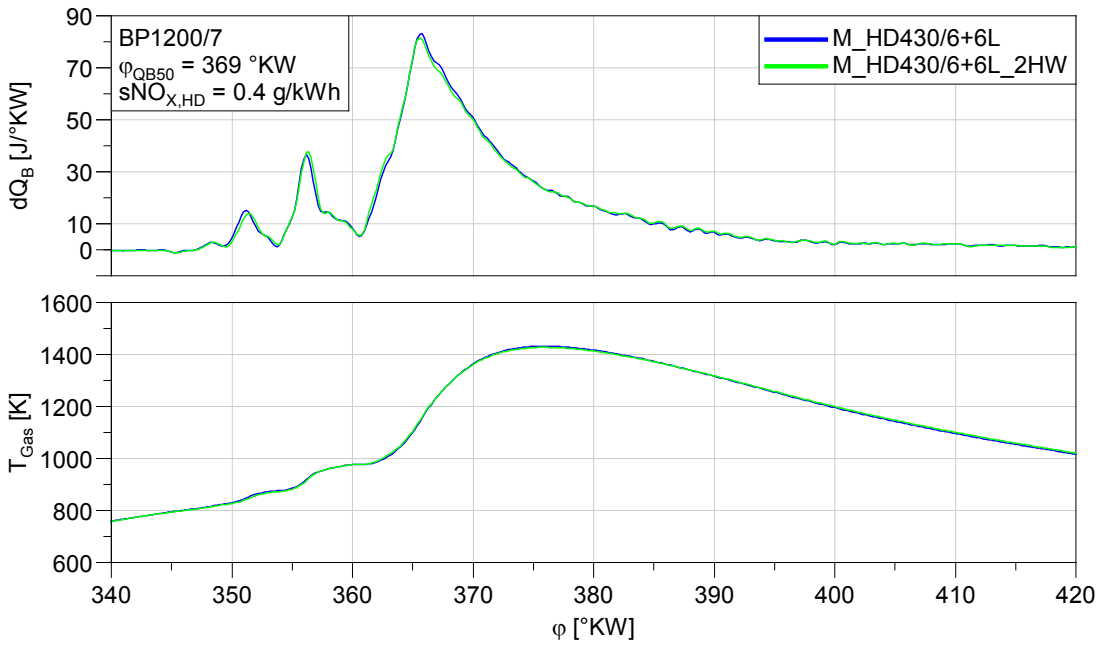

Abbildung 107: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/6+6_2HW-Düse im BP1200/7 bei $sNO_{x,HD}$ = 0,4 g/kWh.

Abbildung 108 zeigt die theoretischen Strahlauftreffpunkte der M_HD430/6+6_2HW-Düse im Vergleich zur M_HD430/6+6L-Düse zum Ende der mischungskontrollierten Verbrennung bei 366 °KW. Zu beachten ist dabei die um 0,5 mm tiefere Höhenlage der M_HD430/6+6_2HW-Düse. Die kleinen Spritzlöcher der M_HD430/6+6_2HW-Düse treffen hier genau auf die senkrechte Innenkante des Muldenkragens. Dadurch verkürzt sich die freie Strahllänge und der Strahlauftreffwinkel wird stumpfer. Daher kann es leichter zur Bildung eines flüssigen Wandfilmes kommen, welcher die Rußbildung begünstigt. Durch den stumpferen Winkel könnte sich dort außerdem Gemisch stauen, was den Rückstrom abschwächen könnte und ein Grund für die geringere maximale Brennrate wäre.

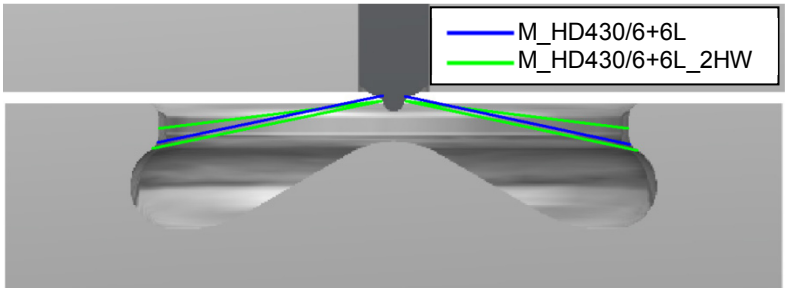

Abbildung 108: Theoretische Strahlauftreffpunkte der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/6+6_2HW-Düse bei 366 °KW.

5.5.2 Untere Teillast (BP 1200/4)

Auch in diesem Betriebspunkt unterscheiden sich die Ergebnisse der M_HD430/6+6_2HW-Düse hinsichtlich Kraftstoffverbrauch, AGR-Rate, Verbrennungsluftverhältnis und Verbrennungsgeräusch nicht von denen der M_HD430/6+6L-Düse (Abbildung 109).

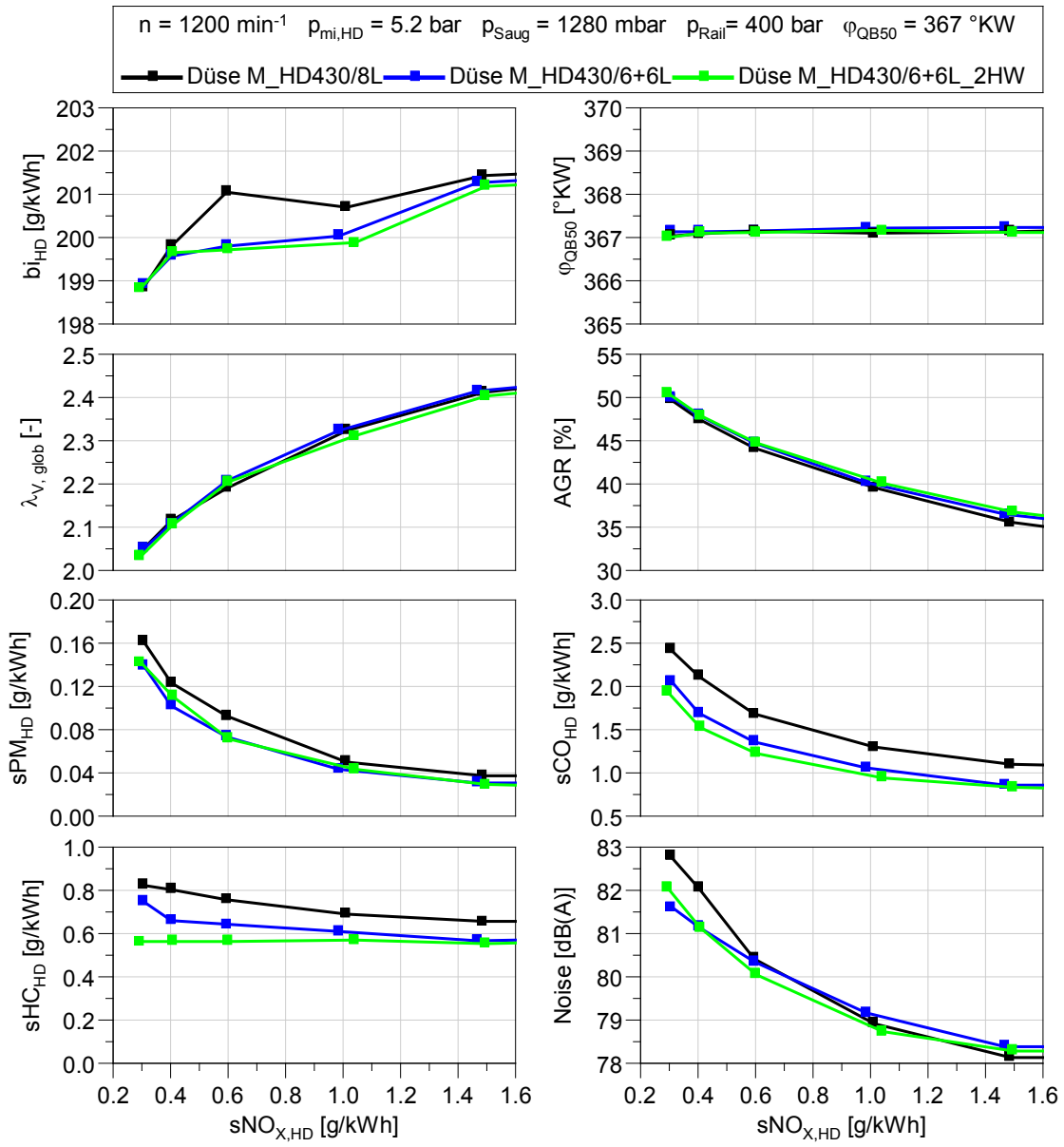

Abbildung 109: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L_2HW-Düse im BP1200/4 bei Variation der AGR-Rate.

Die Partikelemissionen sind mit Ausnahme einer leichten Abweichung der M_HD430/6+6_2HW-Düse bei $sNO_x = 0{,}4$ g/kWh ebenfalls identisch mit denen der M_HD430/6+6L-Düse. Die Kohlenmonoxidemissionen der M_HD430/6+6_2HW-Düse

sind bei höheren AGR-Raten nur geringfügig niedriger als die der M_HD430/6+6L-Düse. Auffällig ist dagegen der Verlauf der Kohlenwasserstoffemissionen der M_HD430/6+6_2HW-Düse. Im Gegensatz zu den anderen Düsen nehmen die Emissionen bei höheren AGR-Raten nicht signifikant zu.

Die Brennverläufe und mittleren Gastemperaturen zeigen keine Beeinflussung durch den veränderten Höhenwinkel der M_HD430/6+6_2HW-Düse. In Abbildung 110 sind exemplarisch die Verläufe der M_HD430/6+6L-Düse und der M_HD430/6+6_2HW-Düse für den Messpunkt sNO_x = 0,4 g/kWh dargestellt.

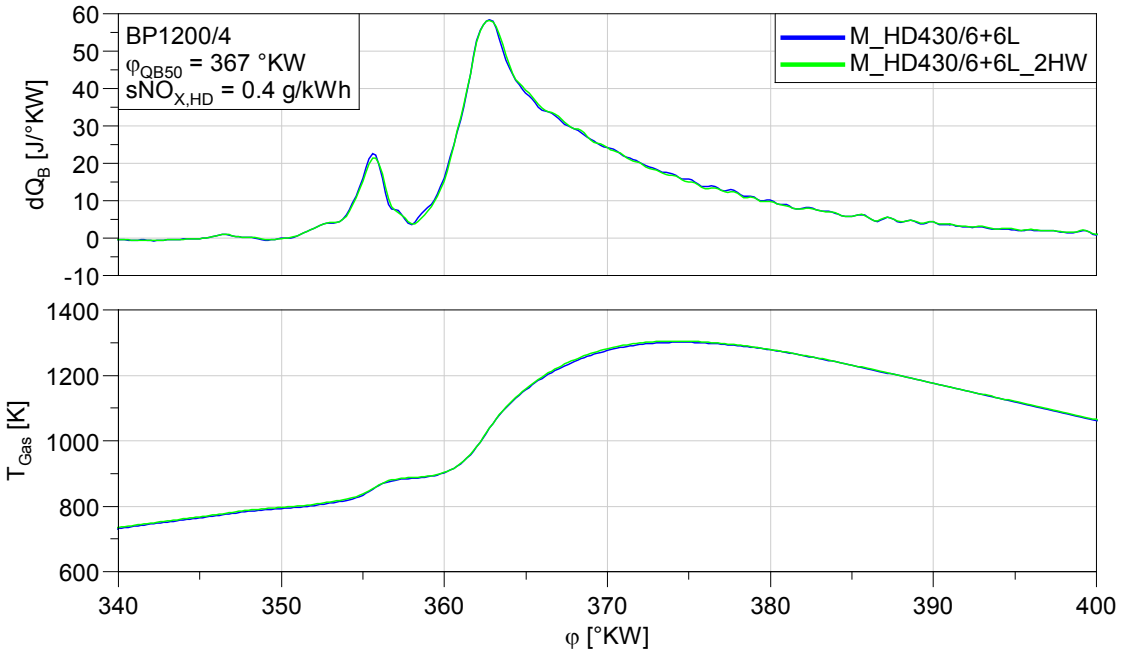

Abbildung 110: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/6+6_2HW-Düse im BP1200/7 bei $sNO_{x,HD}$ = 0,4 g/kWh.

Die veränderten Strahlauftreffpunkte der M_HD430/6+6_2HW-Düse scheinen in diesem Betriebspunkt somit kaum Auswirkungen zu haben. Wahrscheinlich kommt es hier zu keiner signifikanten Strahl-Wand-Interaktion der kleinen Spritzlöcher, da aufgrund des geringeren Einspritzdruckes und der geringeren Einspritzmenge nur eine geringere Menge an kinetischer Energie pro Spritzloch generiert wird.

5.5.3 Obere Teillast (BP 2000/18)

5.5.3.1 Variation der Verbrennungsschwerpunktlage

Abbildung 111 zeigt die Ergebnisse der M_HD430/6+6_2HW-Düse für die φ_{QB50}-Variation im Vergleich zu den zuvor betrachteten Düsen. Der Kraftstoffverbrauch der M_HD430/6+6_2HW-Düse liegt im gleichen Bereich wie der der Referenzdüse und der M_HD430/6+6L-Düse. Die AGR-Raten der M_HD430/6+6_2HW-Düse liegen teilweise leicht oberhalb derjenigen der M_HD430/6+6L-Düse.

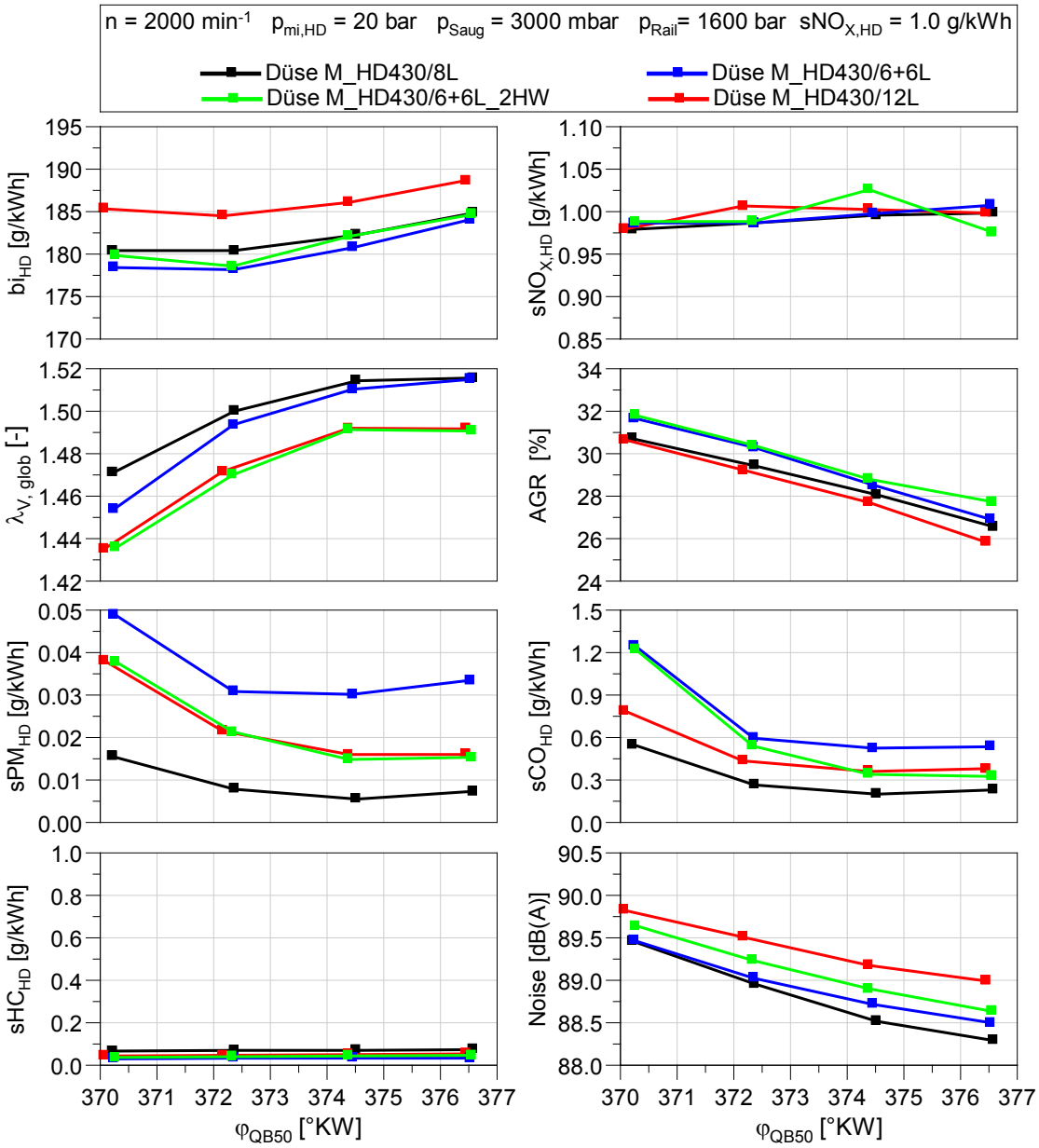

Abbildung 111: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L_2HW-Düse im BP2000/18 bei Variation der Verbrennungsschwerpunktlage.

Insgesamt läuft die Verbrennung mit der M_HD430/6+6_2HW-Düse etwas fetter ab als mit der M_HD430/6+6L-Düse und liegt auf gleichem Niveau wie die der M_HD430/12L-Düse. Dies kann für eine höhere Lufterfassung der M_HD430/6+6_2HW-Düse während der mischungskontrollierten Verbrennung im Vergleich zur M_HD430/6+6L-Düse sprechen.

Die Partikelemissionen scheinen dies zu bestätigen. Durch den größeren Höhenwinkel der kleinen Spritzlöcher können die Partikelemissionen mit der M_HD430/6+6_2HW-Düse im Vergleich zur M_HD430/6+6L-Düse reduziert werden. Die Emissionen liegen jetzt auf identischem Niveau wie die der M_HD430/12L-Düse. Allerdings betragen die Partikelemissionen immer noch das 2,1- bis 2,8-Fache der Referenzdüse. Die Unterschiede zwischen der M_HD430/6+6_2HW-Düse und der M_HD430/6+6L-Düse nehmen bei späten Verbrennungsschwerpunktlagen zu. Durch die tiefere Kolbenposition kann der Quetschspalt mit den weiter nach oben zielenden kleinen Löchern der M_HD430/6+6_2HW-Düse möglichweise zunehmend besser genutzt werden. Allerdings zeigt auch die M_HD430/12L-Düse, welche die gleichen theoretischen Strahlauftreffpunkte wie die M_HD430/6+6L-Düse hat, diese Tendenz.

Die Kohlenmonoxidemissionen scheinen die Theorie aber zu bekräftigen. Beim frühesten Verbrennungsschwerpunkt liegen die Emissionen der M_HD430/6+6_2HW-Düse auf dem hohen Niveau der M_HD430/6+6L-Düse. Je später die Verbrennung, desto größere Vorteile erzielt die M_HD430/6+6_2HW-Düse gegenüber der M_HD430/6+6L-Düse. Beim spätesten Verbrennungsschwerpunkt liegen die Kohlenmonoxidemissionen sogar leicht unterhalb derer der M_HD430/12L-Düse. Im Vergleich zur Referenzdüse betragen die Kohlenmonoxidemissionen aber immer noch das 1,4- bis 2,2-Fache.

Die Kohlenwasserstoffemissionen sind wie bei den anderen Düsen auf vernachlässigbarem Niveau. Das Verbrennungsgeräusch der M_HD430/6+6_2HW-Düse liegt um ca. 0,2 db(A) über dem der M_HD430/6+6L-Düse. Der Unterschied befindet sich damit im Unsicherheitsbereich der Reproduzierbarkeit.

Zur genaueren Analyse der Unterschiede zwischen der M_HD430/6+6L-Düse und der M_HD430/6+6_2HW-Düse sind in Abbildung 112 exemplarisch die Brenn- und Gastemperaturverläufe für φ_{QB50} = 374,5 °KW dargestellt. Für die Vorverbrennung und den Beginn der Hauptverbrennung zeigen sich keine signifikanten Unterschiede zwischen den Düsen.

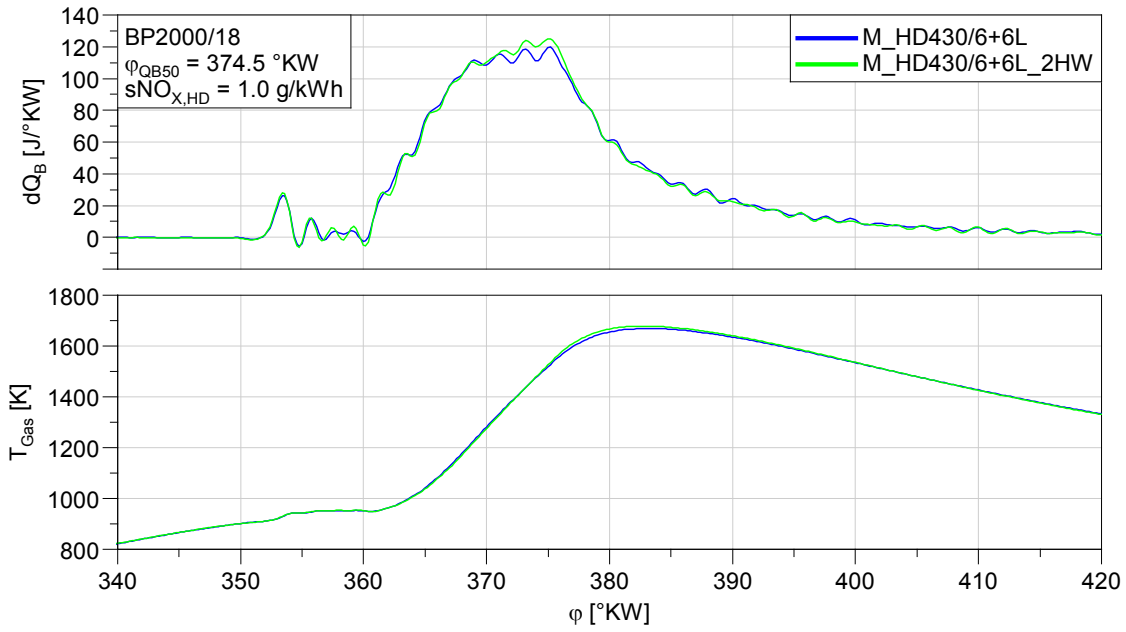

Abbildung 112: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/6+6L_2HW-Düse im BP2000/18 bei φ_{QB50} = 374,5 °KW.

Bei 369 °KW flachen die Brennverläufe für beide Düsen deutlich ab. Hier wird der maximale Hub der Düsennadel erreicht. Insbesondere die Brennrate der M_HD430/6+6_2HW-Düse steigt bis zum Ende der mischungskontrollierten Verbrennung aber noch leicht an. Dies wird auch im normierten und auf Brennbeginn verschobenen Summenbrennverlauf der Hauptverbrennungen in Abbildung 113 deutlich.

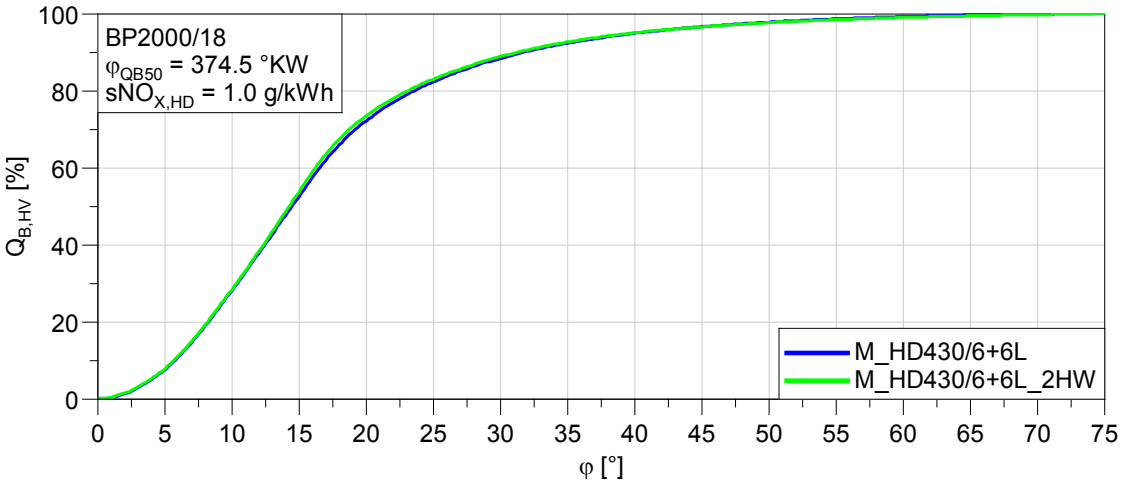

Abbildung 113: Normierte und verschobene Summenbrennverläufe der Hauptverbrennung der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/6+6L_2HW-Düse im BP2000/18 bei φ_{QB50} = 374,5 °KW.

Es ist davon auszugehen, dass die Lufterfassung im Quetschspalt in dieser Phase der Verbrennung an Bedeutung gewinnt. Der stärkere Anstieg in der Brennrate der M_HD430/6+6_2HW-Düse lässt daher vermuten, dass der Quetschspalt durch den größeren Höhenwinkel der kleinen Löcher wunschgemäß besser genutzt wird.

Die in Abbildung 114 dargestellten theoretischen Strahlauftreffpunkte am Ende der mischungskontrollierten Verbrennung bestätigen dies. Die kleinen Spritzlöcher der M_HD430/6+6_2HW-Düse treffen hier auf den oberen Radius des Muldenkragens, so dass eine verstärkte Umlenkung der Verbrennung in Richtung Quetschspalt zu erwarten ist. Dies kann ein Grund für die im Vergleich zur M_HD430/6+6L-Düse geringeren Partikelemissionen sein.

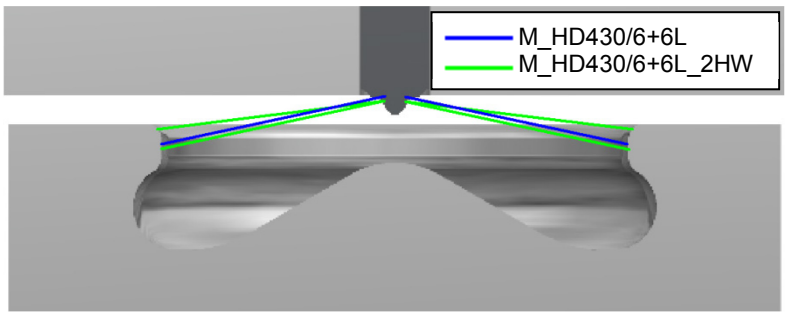

Abbildung 114: Theoretische Strahlauftreffpunkte der M_HD430/6+6L-Düse und M_HD430/6+6L_2HW-Düse bei 375 °KW.

Am Anfang der Ausbrandphase liegt die Brennrate der M_HD430/6+6_2HW-Düse noch leicht über der Rate der M_HD430/6+6L-Düse. Dadurch liegt auch die mittlere Gastemperatur in der Ausbrandphase bis ca. 400 °KW mit der M_HD430/6+6_2HW-Düse höher. Dies lässt Vorteile bei der Rußoxidation vermuten. Ab ca. 380 °KW liegt die Brennrate der M_HD430/6+6_2HW-Düse dann leicht unterhalb derer der M_HD430/6+6L-Düse. Somit nähern sich die Summenbrennverläufe ab 20 ° nach Beginn der Hauptverbrennung wieder an.

5.5.3.2 Variation der AGR-Rate

Auch bei der AGR-Variation liegt der Kraftstoffverbrauch der M_HD430/6+6_2HW-Düse nur geringfügig über dem der M_HD430/6+6L-Düse (Abbildung 115). Wie bei der φ_{QB50}-Variation benötigt die M_HD430/6+6_2HW-Düse etwas höhere AGR-Raten als die M_HD430/6+6L-Düse. Insgesamt ist das globale Verbrennungsluftverhältnis der M_HD430/6+6_2HW-Düse damit fetter. Dies kann für eine höhere Lufterfassung während der mischungskontrollierten Verbrennung sprechen.

Die Partikelemissionen bestätigen im Wesentlichen den Trend aus der Schwerpunktvariation. Mit der M_HD430/6+6_2HW-Düse können die Emissionen gegenüber der M_HD430/6+6L-Düse zwischen 4 % und 33 % gesenkt werden, und zwar mit abnehmenden Unterschieden bei hohen AGR-Raten. Die M_HD430/6+6_2HW-Düse erreicht in etwa das Partikelemissionsniveau der M_HD430/12L-Düse. Insgesamt sind die Unterschiede der drei 12-Lochdüsen jedoch eher gering, insbesondere im Vergleich zur M_HD430/8-Düse. Die Partikelemissionen der M_HD430/6+6_2HW-Düse betragen immer noch das 1,7- bis 3,4-Fache der Referenzdüse.

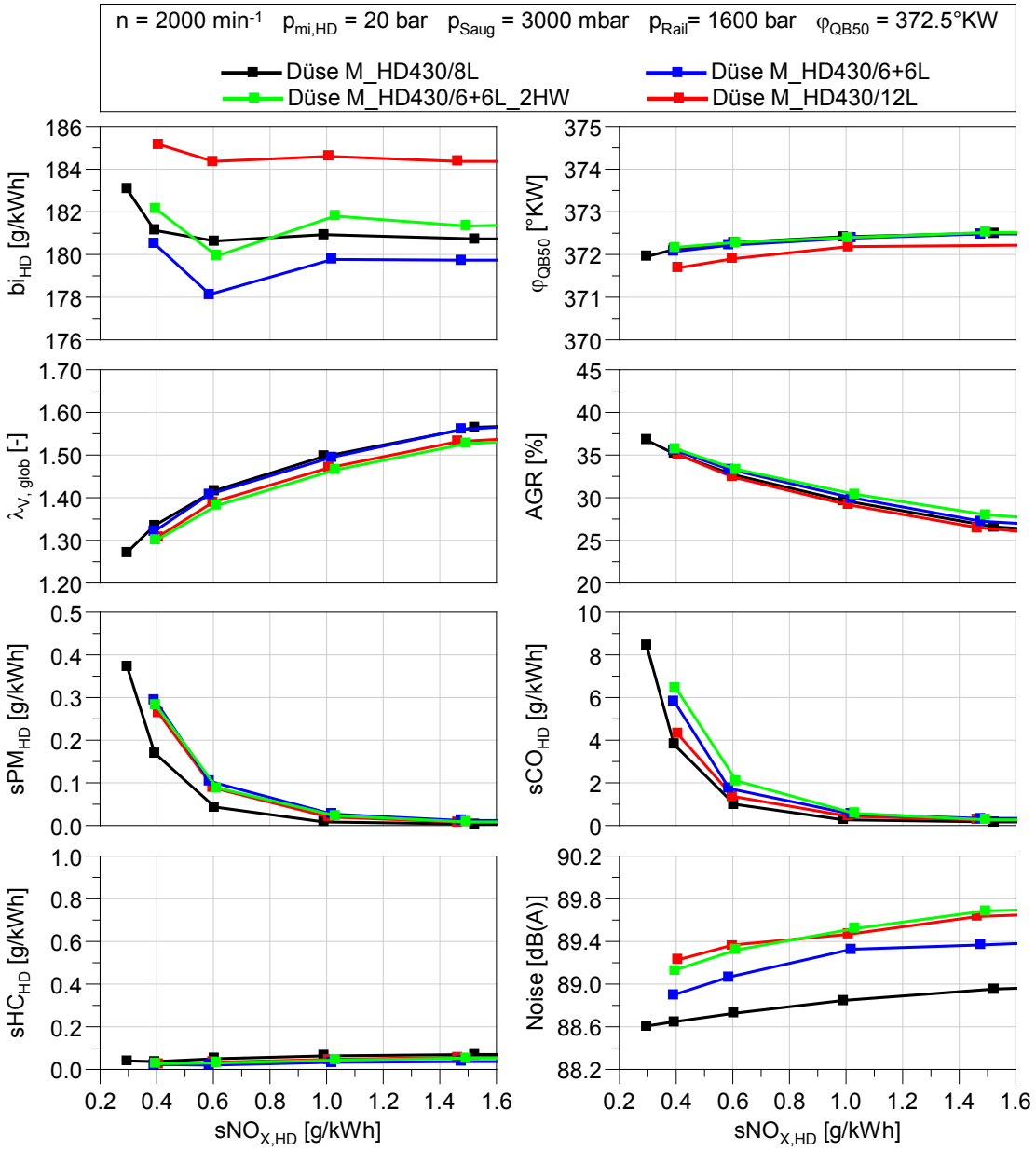

Abbildung 115: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L_2HW-Düse im BP2000/18 bei Variation der AGR-Rate.

Die Kohlenmonoxidemissionen zeigen ein etwas anderes Bild: Mit der M_HD430/6+6_2HW-Düse kommt es hier zu einer leichten Zunahme von bis zu 20 % gegenüber der M_HD430/6+6L-Düse. Im Vergleich zur Referenzdüse betragen die Kohlenmonoxidemissionen das 1,7- bis 2,2-Fache.

Die Kohlenwasserstoffemissionen und das Verbrennungsgeräusch der M_HD430/6+6_2HW-Düse zeigen keine signifikanten Unterschiede im Vergleich zur M_HD430/6+6L-Düse.

Da die AGR-Variation mit der M_HD430/6+6_2HW-Düse im Vergleich zur φ_{QB50}-Variation keine wesentlichen neuen Effekte zeigt, wird auf eine Analyse der Brennverläufe an dieser Stelle verzichtet.

5.5.4 Zusammenfassung

Die 6+6-Lochdüse mit vergrößertem Höhenwinkel der kleinen Spritzlöcher (M_HD430/6+6_2HW) zeigt im Betriebspunkt der niedrigen Teillast ein identisches Emissionsverhalten zur 6+6-Lochdüse mit gleichen Höhenwinkeln (M_HD430/6+6L).

In der mittleren Teillast zeigt die M_HD430/6+6_2HW-Düse etwas geringere Vorteile bei den Partikelemissionen. Diese sinken hier noch um durchschnittlich 23 % gegenüber der Referenzdüse (M_HD430/8L). Der Brennverlauf zeigt in diesem Betriebspunkt eine etwas geringere Wärmefreisetzung am Ende der mischungskontrollierten Verbrennung im Vergleich zur M_HD430/6+6L-Düse. Dies ist wahrscheinlich auf eine veränderte Strahl-Wand-Interaktion aufgrund einer verkürzten freien Strahllänge der kleinen Spritzlöcher und eines stumpferen Strahlauftreffwinkels zurückzuführen.

Im Betriebspunkt der oberen Teillast sind die Partikelemissionen mit der M_HD430/6+6_2HW-Düse geringer als mit der M_HD430/6+6L-Düse. Die Emissionen sinken bis auf das Niveau der konventionellen 12-Lochdüse (M_HD430/12L). Damit liegen sie aber immer noch deutlich über denen der Referenzdüse mit acht Spritzlöchern. Im Brennverlauf ist zu erkennen, dass die Brennrate der M_HD430/6+6_2HW-Düse am Ende der mischungskontrollierten Verbrennung gegenüber den anderen Düsen ansteigt. Hier wird der Quetschspalt durch den größeren Höhenwinkel der kleinen Spritzlöcher verstärkt genutzt.

5.6 Detailanalyse des Emissionsverhaltens der 6+6-Lochdüse bei hoher Last

Bisher konnte nicht geklärt werden, warum sich der Emissionsvorteil der 6+6-Lochdüsen bei niedriger und mittlerer Teillast zu einem Emissionsnachteil bei hoher Teillast wandelt. In den Brennverläufen finden sich dazu keine eindeutigen Anhaltspunkte. Transparentmotoruntersuchungen sind aufgrund der hohen Zylinderdrücke in diesem Betriebspunkt nicht möglich. Mögliche Ursachen ergeben sich daher nur durch die Analyse der Randbedingungen der Betriebspunkte. Tabelle 7 gibt einen Überblick über die unterschiedlichen Randbedingungen des Betriebspunktes mittlere Teillast (BP1200/7) und obere Teillast (BP2000/18).

Tabelle 7: Randbedingungen BP1200/7 vs. BP2000/18.

	BP1200/7	BP2000/18
Drehzahl [min^{-1}]	1200	2000
Ladedruck [mbar]	1690	3000
Ladelufttemperatur [°C]	55	65
Drallklappenstellung [%]	95	5
Drallzahl (OT) [-]	3	2
Winkelgeschwindigkeit des Dralls [°/s]	21,6	24
Verbrennungsschwerpunkt [°KW]	369	372,5
Einspritzdruck [bar]	800	1600
Effektive Einspritzdauer HE [µs]	1030	1400
Effektive Einspritzdauer HE [°KW]	7.4	16.8
Verbrennungsluftverhältnis [-]	1.8	1.5
O_2 im Saugrohr [%Vol]	15	16

Es wird vermutet, dass die Parameter Einspritzdruck, Einspritzdauer, Ladedruck und Verbrennungsluftverhältnis sowie ein verändertes Drallniveau den größten Einfluss haben.

Durch das Öffnen der Drallklappe (EKAS = 5 %) wird im BP2000/18 zwar die Drallzahl um ein Drittel gesenkt, da die Drehzahl jedoch stärker zunimmt, ist die Winkelgeschwindigkeit des Dralls trotzdem höher. Zudem nimmt die Einspritzdauer zu, so dass ein Überdrallen bei den 12-Lochdüsen denkbar ist.

Das niedrigere Verbrennungsluftverhältnis bei BP2000/18 könnte für die 6+6-Lochdüsen ein Problem sein, falls die Lufterfassung in der Ausbrandphase geringer ist, so dass häufiger unterstöchiometrische Bereiche auftreten, die eine Rußoxidation verhindern.

Durch den höheren Ladedruck steigt die Gasdichte im Brennraum, das Spray wird dadurch stärker abgebremst. Folglich nimmt die Eindringgeschwindigkeit ab und der Strahlkegelwinkel zu [23]. Außerdem verstärkt sich die Wirkung der Drallströmung durch eine höhere Gasdichte. Beides kann zu einer verstärkten Interaktion benachbarter Einspritzstrahlen führen.

Die längere Einspritzdauer ist neben der steigenden Gefahr eines Überdrallens vor allem hinsichtlich der Wandinteraktion interessant. Durch die längere zeitliche Einspritzung ist grundsätzlich eine verstärkte Wandinteraktion zu erwarten. Durch die längere Einspritzdauer in °KW (zusätzlich erhöht durch die höhere Drehzahl) verschieben sich die Strahlauftreffpunkte während der Einspritzung zudem deutlich.

Durch den höheren Einspritzdruck steigt primär die Düsenaustrittsgeschwindigkeit. Außerdem kann es zu Veränderungen der Strahlkegelwinkel kommen (siehe Abschnitt 2.2.3.5). Darüber hinaus nimmt der Einfluss der Spritzlochkonizität mit steigendem Einspritzdruck ab, so dass sich die Eindringtiefen der kleinen und großen Spritzlöcher der 6+6-Lochdüsen annähern könnten.

Um den oder die entscheidenden Effekte für die Emissionsnachteile der 6+6-Lochdüse bei hoher Teillast zu identifizieren, wurden Variationen der genannten Parameter untersucht. Diese Parametervariationen wurden für die Düsen M_HD430/6+6L und M_HD430/8L durchgeführt und werden in den folgenden Abschnitten vorgestellt.

5.6.1 Einfluss des Verbrennungsluftverhältnisses und des Einspritzdruckes

Zunächst wird der Einfluss des Verbrennungsluftverhältnisses untersucht: Ausgangspunkt ist der Basispunkt des BP2000/18 (φ_{QB50} = 372,5 °KW). Durch eine schrittweise Reduktion des Einspritzdruckes wurden die Einspritzmenge und der sich dementsprechend ergebende Mitteldruck gesenkt. Die Ansteuerdauer der Haupteinspritzung (t_{HE}) wurde dabei konstant gehalten, um Effekte durch veränderte Strahlauftreffpunkte zu minimieren. Der Verbrennungsschwerpunkt wurde durch Anpassung der Ansteuerbe-

ginne konstant gehalten. Ebenfalls wurde das spezifische Stickoxidemissionsniveau durch Anpassung der AGR-Rate konstant gehalten. In Abbildung 116 sind die relevanten Messergebnisse in Abhängigkeit vom Einspritzdruck dargestellt. Das Verbrennungsluftverhältnis steigt bei der Reduktion des Einspritzdruckes von $\lambda_v \approx 1{,}5$ über $\lambda_v \approx 1{,}8$ bis auf $\lambda_v \approx 2{,}2$. Der indizierte Mitteldruck sinkt von $p_{mi,HD} = 20$ bar über $p_{mi,HD} \approx 17$ bar auf $p_{mi,HD} \approx 14$ bar.

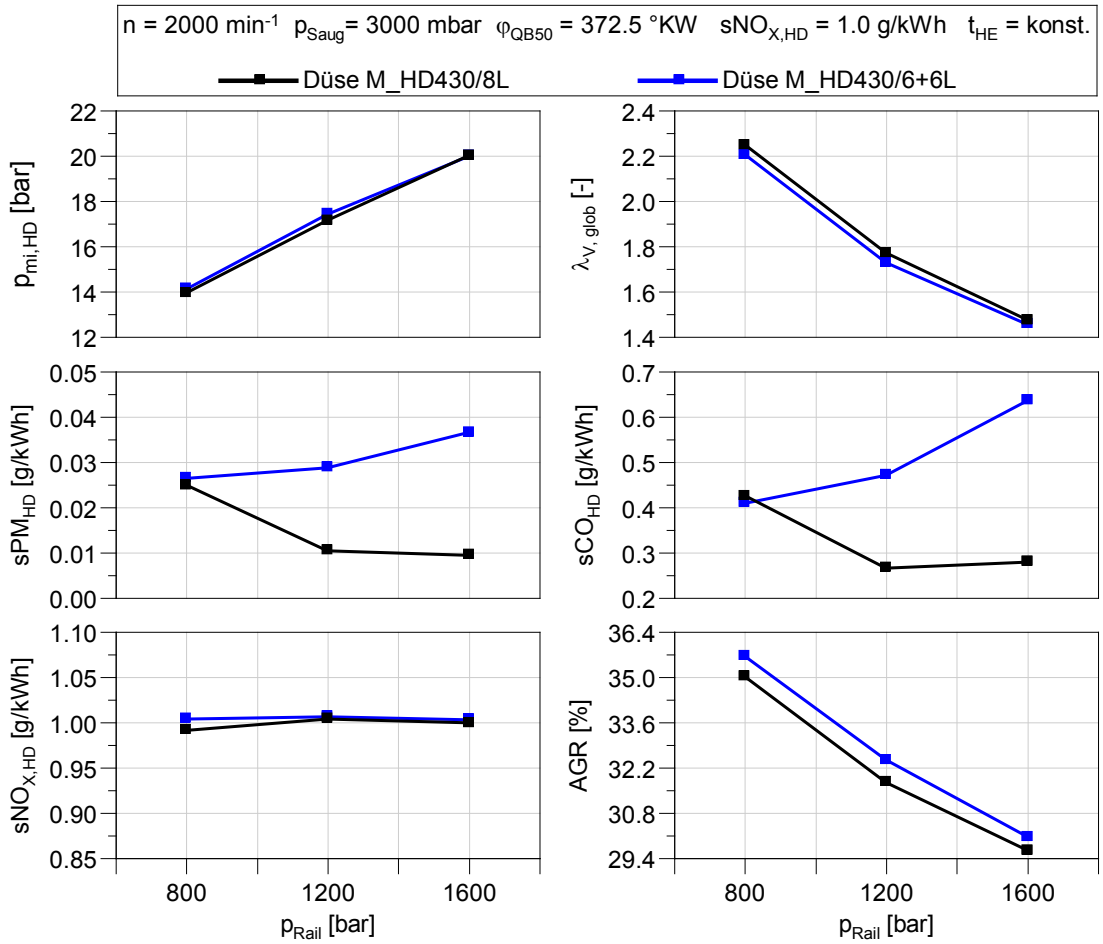

Abbildung 116: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse bei Variation von Verbrennungsluftverhältnis, Einspritzdruck und Last.

Bei den Partikel- und Kohlenmonoxidemissionen zeigen sich entgegengesetzte Trends für beide Düsen. Mit der M_HD430/6+6L-Düse sinken die Emissionen mit dem Einspritzdruck, mit der M_HD430/8-Düse steigen sie dagegen an. Somit nähert sich das Emissionsniveau der Düsen an und bei $p_{Rail} = 800$ bar zeigen die Düsen im Rahmen der Messgenauigkeit identische Werte. Die M_HD430/6+6L-Düse scheint vom steigenden Verbrennungsluftverhältnis oder einer verringerten Wandinteraktion zu profitieren. Mit der M_HD430/8-Düse scheinen dagegen die negativen Effekte des verringerten Ein-

spritzdruckes zu überwiegen. Das Verhalten der M_HD430/6+6L-Düse legt zunächst die Vermutung nahe, dass die Emissionsprobleme dieser Düse im BP2000/18 tatsächlich auf die insgesamt fettere Verbrennung zurückgeführt werden kann. Dagegen spricht jedoch, dass das Verbrennungsluftverhältnis in der dargestellten Variation bei p_{Rail} = 1200 bar ungefähr dem im BP1200/7 entspricht und die M_HD430/6+6L-Düse in diesem Messpunkt trotzdem noch einen deutlichen Emissionsnachteil gegenüber der M_HD430/8L-Düse aufweist.

Denkbar ist daher, dass sich höhere Einspritzdrücke bei der M_HD430/6+6L-Düse nachteilig auswirken, da dies die Wandinteraktion verstärken oder es durch vergrößerte Strahlkegelwinkel zum Überdrallen kommen könnte.

Um zunächst das Verbrennungsluftverhältnis als entscheidenden Einflussfaktor auszuschließen, erscheint eine Variation des Einspritzdruckes bei konstantem Verbrennungsluftverhältnis untersuchenswert. Bei der in Abbildung 117 dargestellten Variation wurde ausgehend vom Basismesspunkt des BP1200/7 der Einspritzdruck von p_{Rail} = 800 bar auf p_{Rail} = 1200 bar erhöht – bei gleichbleibender Ansteuerdauer der Haupteinspritzung. Gleichzeitig wurde der Ladedruck so weit angehoben, dass das Verbrennungsluftverhältnis konstant bleibt. Der Verbrennungsschwerpunkt und das NO_x-Emissionsniveau wurden konstant gehalten, die Ansteuerdauern der Voreinspritzungen wurden reduziert, um deren Einspritzmenge konstant zu halten.

Mit beiden Düsen sinken die Emissionen durch die Anhebung des Einspritzdruckes von 800 bar auf 1200 bar. Allerdings verschwindet der Emissionsvorteil der M_HD430/6+6L-Düse gegenüber der M_HD430/8L-Düse bei 1200 bar. Da das Verbrennungsluftverhältnis konstant gehalten wurde, kann es als Ursache für den Emissionsnachteil der M_HD430/6+6L-Düse bei hohen Lasten weitestgehend ausgeschlossen werden.

Es fällt auf, dass beim Übergang auf p_{Rail} = 1200 bar die AGR-Rate mit der M_HD430/6+6L-Düse weniger stark angehoben werden muss. Dies kann dafür sprechen, dass die Verbrennung mit der Düse grundsätzlich lokal fetter abläuft. Verursacht werden kann dies durch eine Überlappung von benachbarten Fackeln aufgrund größerer Strahlkegelwinkel oder einer verstärkten Wandinteraktion. Der höhere Einspritzdruck und der höhere Ladedruck werden somit als mögliche Ursachen bestätigt.

Außerdem haben sich bei dieser Variation bei p_{Rail} = 1200 bar nicht die Emissionsnachteile der M_HD430/6+6L-Düse eingestellt, wie sie bei der Variation zuvor (Abbildung 116) bei gleichem Einspritzdruck zu sehen waren. Da der Ladedruck in beiden Fällen vergleichbar ist, bedeutet dies, dass auch die Einspritzdauer und das Drallniveau nach wie vor als Ursachen infrage kommen.

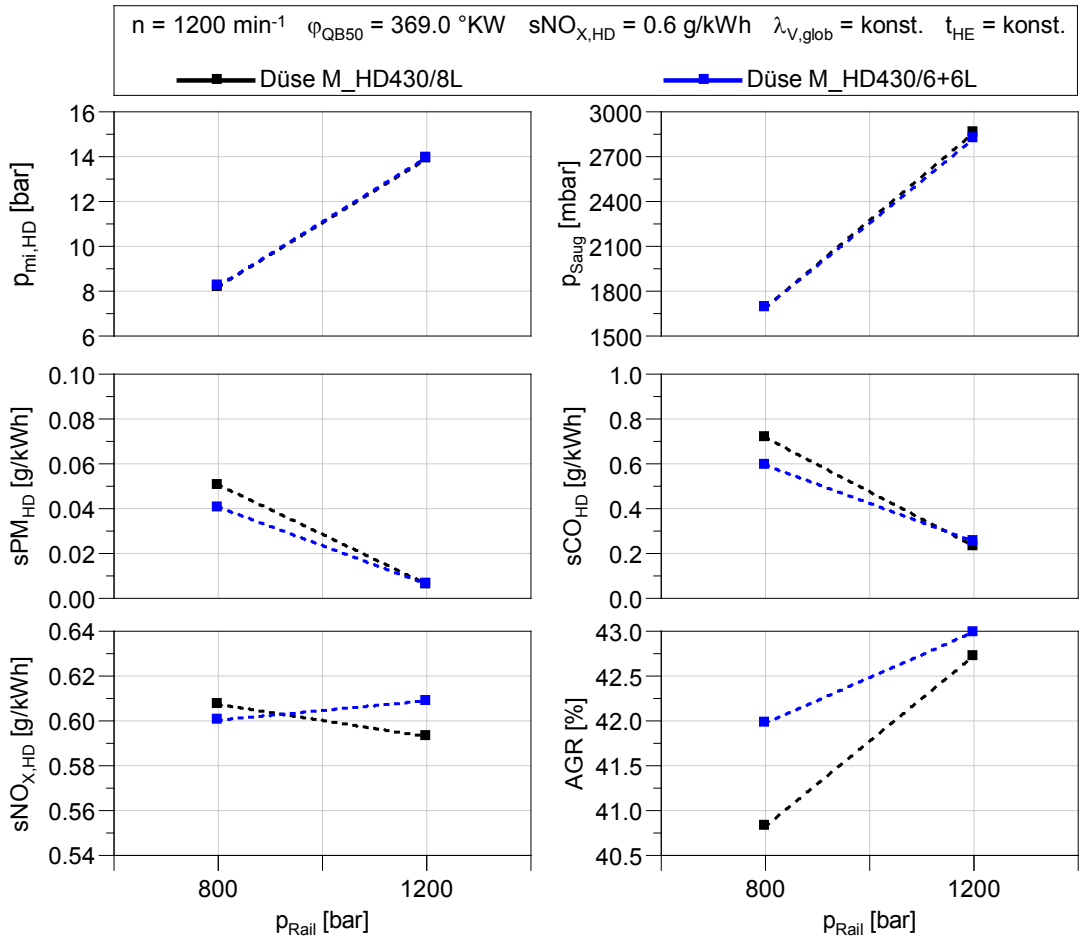

Abbildung 117: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse bei Erhöhung von Einspritzdruck und Last bei konstantem Verbrennungsluftverhältnis.

Um den Einfluss des Einspritzdruckes genauer zu analysieren, wurde eine weitere Variation durchgeführt. Ausgehend vom Basispunkt des BP1200/7 wurde der Einspritzdruck erneut auf 1200 bar erhöht, dies allerdings bei konstantem Mitteldruck durch Verkürzung der Hauptansteuerdauer (Abbildung 118).

Wie zu sehen ist, bleibt der Emissionsvorteil der M_HD430/6+6L-Düse in diesem Fall bestehen. Ein höherer Einspritzdruck ist für die M_HD430/6+6L-Düse somit kein grundsätzlicher Nachteil, zumindest wenn dieser mit einer entsprechend verkürzten Ansteuerdauer einhergeht. Damit rückt der Einfluss der Gasdichte und der Einspritzdauer

als mögliche Ursachen für die Emissionsnachteile der M_HD430/6+6L-Düse in den Fokus. Diese werden im nachfolgenden Abschnitt untersucht.

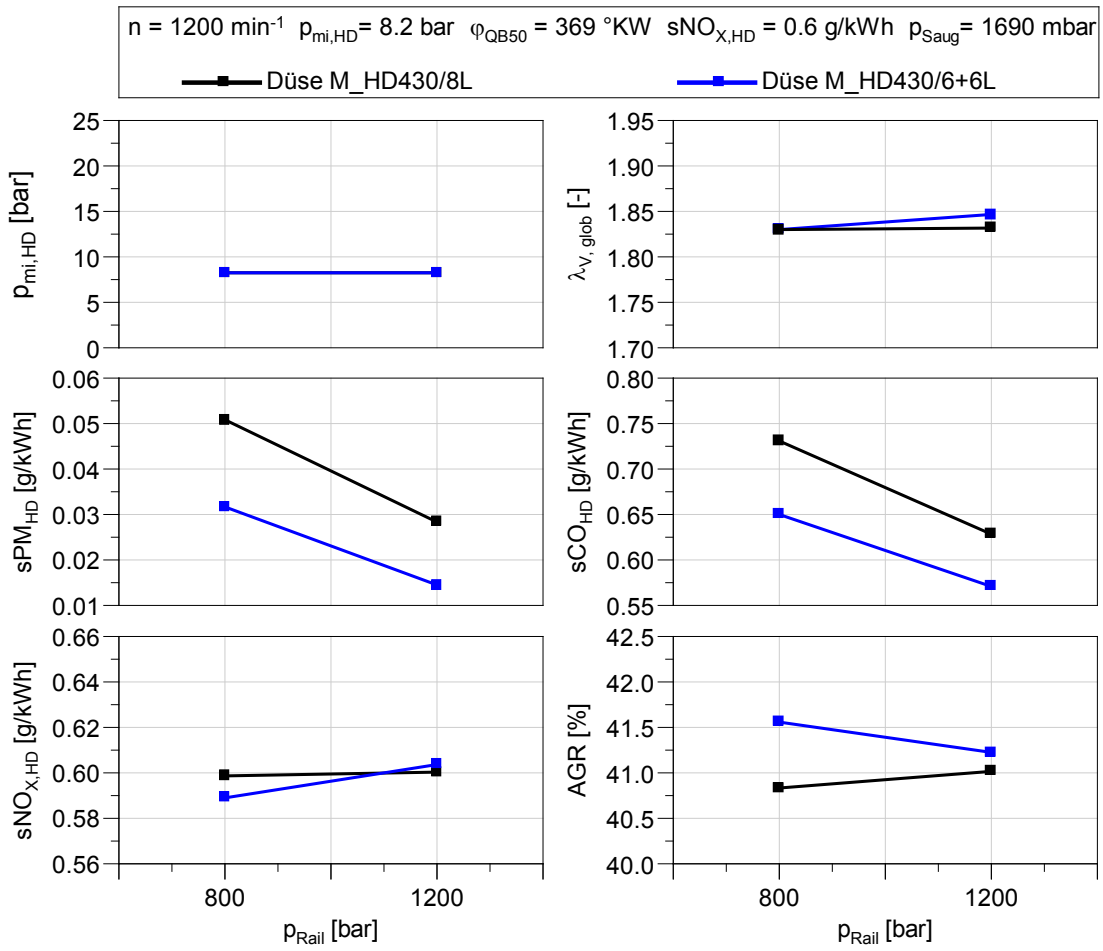

Abbildung 118: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse im BP1200/7 bei Variation des Einspritzdruckes.

5.6.2 Einfluss des Ladedruckes und der Einspritzdauer

Bei der in Abbildung 119 dargestellten Variation wurde ausgehend vom Basismesspunkt des BP1200/7, bei sonst konstanten Randbedingungen, zunächst der Ladedruck auf 3000 mbar erhöht. Im nächsten Schritt wurde die Ansteuerdauer der Haupteinspritzung bis zum Erreichen von $p_{mi,HD}$ = 15 bar erhöht. Die Ansteuerdauer entspricht dann in etwa der im BP2000/18. Die weiteren Randbedingungen wurden auch hier konstant gehalten.

Durch die Erhöhung des Ladedruckes verliert die M_HD430/6+6L-Düse bereits ihren Emissionsvorteil gegenüber der M_HD430/8L-Düse. Sowohl die Kohlenmonoxid- als auch die Partikelemissionen sind nun auf gleichem Niveau. Wobei zu berücksichtigen

ist, dass die Partikelemissionen nun generell auf sehr niedrigem Niveau sind. Bei der anschließenden Verlängerung der Haupteinspritzung entsteht ein deutlicher Emissionsnachteil der M_HD430/6+6L-Düse. Die Partikelemissionen liegen nun 83 % oberhalb der Referenzdüse und die Kohlenmonoxidemissionen 41 % darüber.

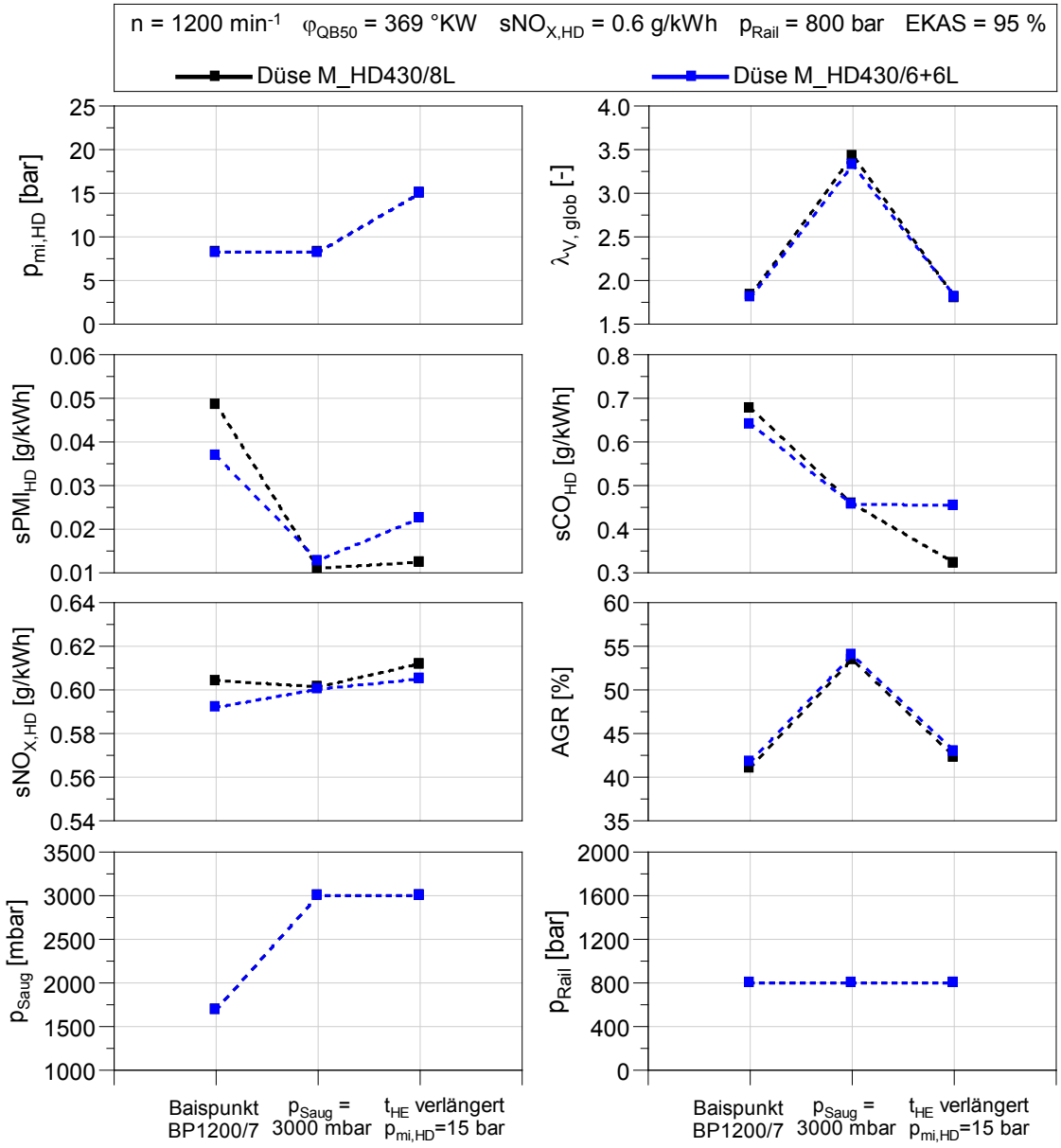

Abbildung 119: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse bei Variation des Ladedruckes und der Einspritzdauer.

Abbildung 120 zeigt die Brennverläufe und Gastemperaturverläufe für die drei Messpunkte. Bei der Erhöhung des Ladedruckes büßt die M_HD430/6+6L-Düse den Vorteil in der maximalen Brennrate, welche sie im Basisbetriebspunkt hat, ein. Auch der Vorsprung im ersten Teil des Ausbrandes verschwindet weitgehend, so dass die Gastempe-

ratur im Ausbrand nur noch geringfügig über der der Referenzdüse liegt. Aufgrund der größeren Gasdichte im Brennraum können sich die Spraykegelwinkel vergrößern [23, 26]. Denkbar ist, dass die Verbrennungsgebiete während der Einspritzung dichter aneinander rücken. Zudem nimmt der Einfluss des Dralls zu. Durch eine teilweise Überwehung der einzelnen Gebiete könnten die Vorteile einer höheren Lufterfassung durch die höhere Spritzlochanzahl kompensiert werden.

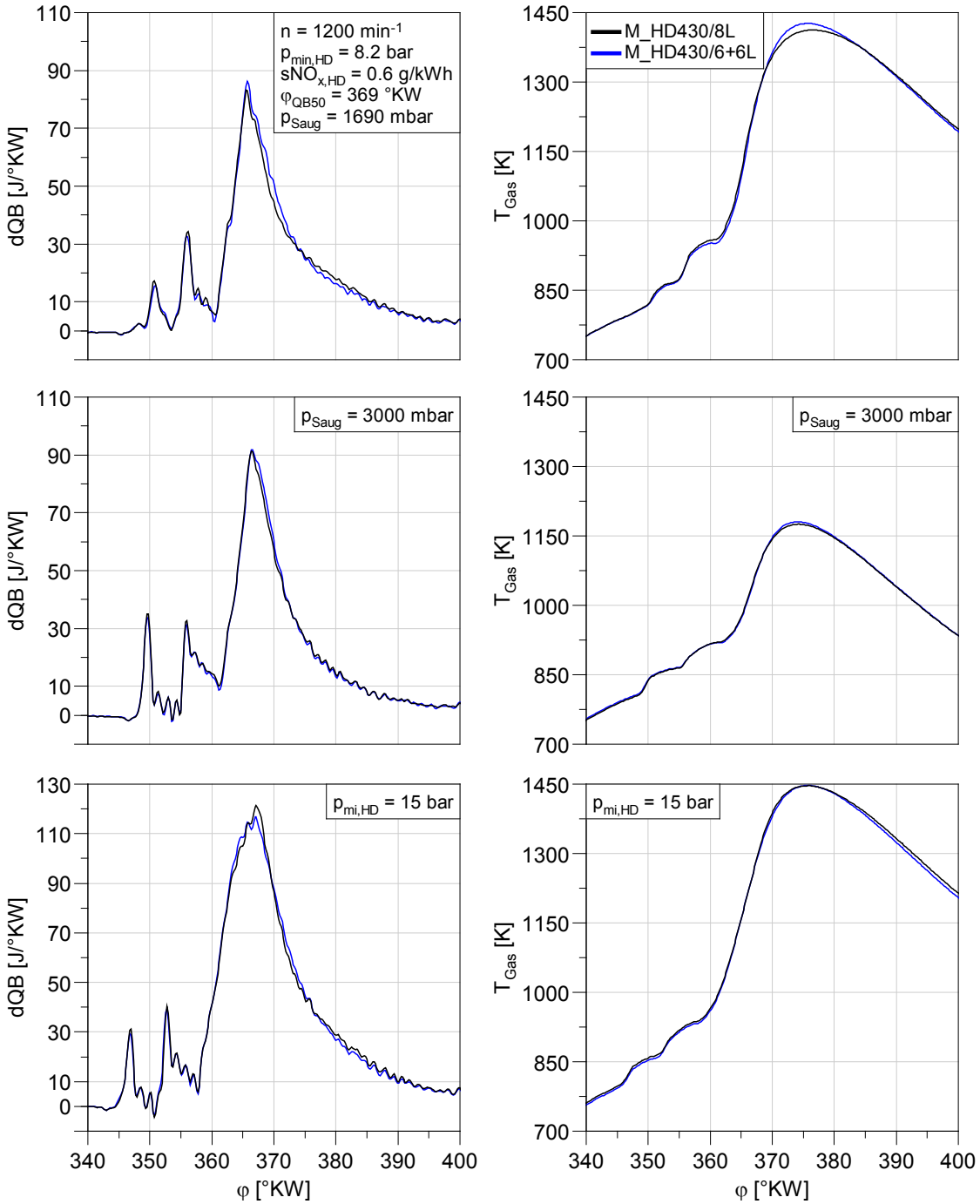

Abbildung 120: Brennverläufe und Gastemperaturverläufe der M_HD430/6+6L-Düse bei Variation des Ladedruckes und der Einspritzdauer.

Außerdem wird das Spray durch die höhere Dichte grundsätzlich stärker abgebremst, so dass es langsamer in den Brennraum eindringt und bei Erreichen der Wand einen größeren Teil seines Impulses verloren hat. Aufgrund der kleineren Spritzlochdurchmesser der M_HD430/6+6L-Düse ist der Sprayimpuls bereits im Ansatz schwächer, so dass es zu einer stärkeren Reduktion der Strahl-Wand-Interaktion und somit auch zu einer geringeren Durchmischung im Ausbrand kommen könnte.

Bei Steigerung der Last durch die Verlängerung der Einspritzdauer liegt die Brennrate mit der M_HD430/6+6L-Düse zwischen 363 °KW und 366 °KW zunächst über der der M_HD430/8L-Düse. Am Ende der mischungskontrollierten Verbrennung bei nun voll geöffneter Düsennadel erreicht die M_HD430/6+6L-Düse jedoch nicht die Brennrate der M_HD430/8L-Düse. Dies kann auf eine schlechtere Lufterfassung in dieser Phase hindeuten. Im ersten Teil des Ausbrandes sind kaum Unterschiede zwischen den Düsen zu beobachten. Am Ende liegt die Brennrate der M_HD430/6+6L-Düse jedoch unterhalb derer der Referenzdüse, wodurch auch die Gastemperatur ab ca. 380 °KW niedriger ist.

Die geringere Brennrate der M_HD430/6+6L-Düse am Ende der Haupteinspritzung kann auf eine Veränderung der wandnahen Verbrennung hindeuten. Aus in [176] veröffentlichten Untersuchungen des Autors ist bekannt, dass bei langen Einspritzdauern auch mit kleinen Spritzlöchern eine hohe Interaktion der Verbrennung mit der Kolbenmulde stattfindet. Durch die lange Einspritzdauer könnten die Fackeln der kleinen Spritzlöcher daher bis zur Wand reichen. Dort würde es dann zu einer Überlagerung mit den Wall-Jets der großen Spritzlöcher kommen, was zu sehr fetten Verbrennungsgebieten führen würde.

Allerdings ist auch denkbar, dass es bei der langen Einspritzdauer zu einer Überwehung benachbarter Einspritzstrahlen durch die Drallströmung kommt. Dies würde ebenfalls zu der geringen Brennrate am Ende der mischungskontrollierten Verbrennung passen. Dafür spricht auch das im Vergleich schlechtere Emissionsverhalten der M_HD430/6+6L-Düse bei Erhöhung des Ladedruckes. Durch die höhere Ladungsdichte kann sich die Wirkung der Drallströmung auf das Spray verstärken. Im folgenden Abschnitt soll daher der Einfluss der Drallniveaus genauer analysiert werden.

5.6.3 Einfluss des Drallniveaus

Für die erste Drallvariation wurde ein Betriebspunkt bei $n = 2000\ min^{-1}$ und $p_{mi,HD} = 8{,}2$ bar gewählt. Der Mitteldruck und auch die weiteren Randbedingungen entsprechen denen im BP1200/7. Das Drallniveau wurde durch zwei Drallklappenstellungen variiert. Bei offener Drallklappenstellung (EKAS = 5 %) ergibt sich bei diesem Betriebspunkt ein Drallniveau von $DZ_{OT} = 1{,}9$. Die Werte des Drallniveaus wurden mittels CFD Untersuchungen bestimmt, welche nicht Teil dieser Arbeit waren. Durch die Steigerung der Drehzahl und eine etwas kürzere Einspritzdauer entspricht die theoretisch maximale Verwehung der im BP1200/7 mit geschlossener Drallklappe. Wie in Abbildung 121 zu sehen ist, ergeben sich bei EKAS = 5 % erwartungsgemäß vergleichbare Emissionsvorteile der M_HD430/6+6L-Düse (ΔFSN = 0,4) wie im BP1200/7.

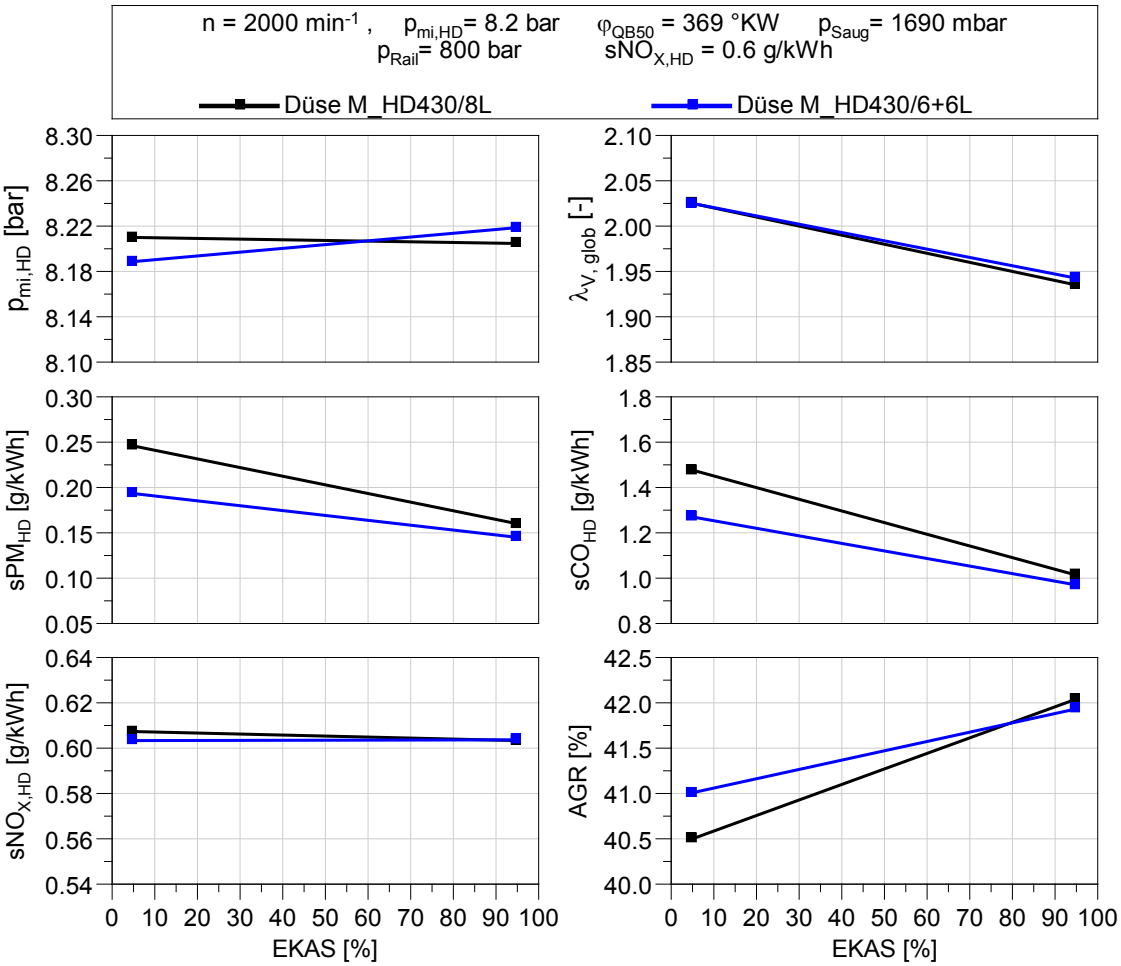

Abbildung 121: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse im BP2000/7 bei Variation des Drallniveaus.

Das grundsätzlich deutlich höhere Partikelemissionsniveau als bei n = 1200 min^{-1} lässt sich in erster Linie durch eine nicht optimierte Kalibrierung der Voreinspritzungen erklären. Die Ansteuerdaten wurden hier lediglich vom BP1200/7 übernommen. Die Vorkonditionierung ist aber für beide Düsen identisch.

Durch Schließen der Drallklappe (EKAS = 95 %) wird das Drallniveau um ca. 50 % angehoben. Dadurch sinken die Emissionen zwar mit beiden Düsen, der Vorteil der M_HD430/6+6L-Düse gegenüber der M_HD430/8L-Düse wird jedoch in etwa halbiert. Das spricht dafür, dass das Drallniveau für die M_HD430/6+6L-Düse nun grenzwertig hoch ist. Dies legen auch die sich angleichenden AGR-Raten nahe. Deutlich wird dies ebenfalls bei der Betrachtung der auf gleichen Brennbeginn verschobenen Summenbrennverläufe der Hauptverbrennung in Abbildung 122. Durch die Erhöhung der Drallströmung (EKAS = 95 %) steigen die Summenbrennverläufe grundsätzlich schneller an. Die M_HD430/8L-Düse profitiert jedoch deutlich mehr durch die höhere Drallströmung, so dass der Vorsprung der P_HD400/6+6L-Düse weitestgehend verschwindet.

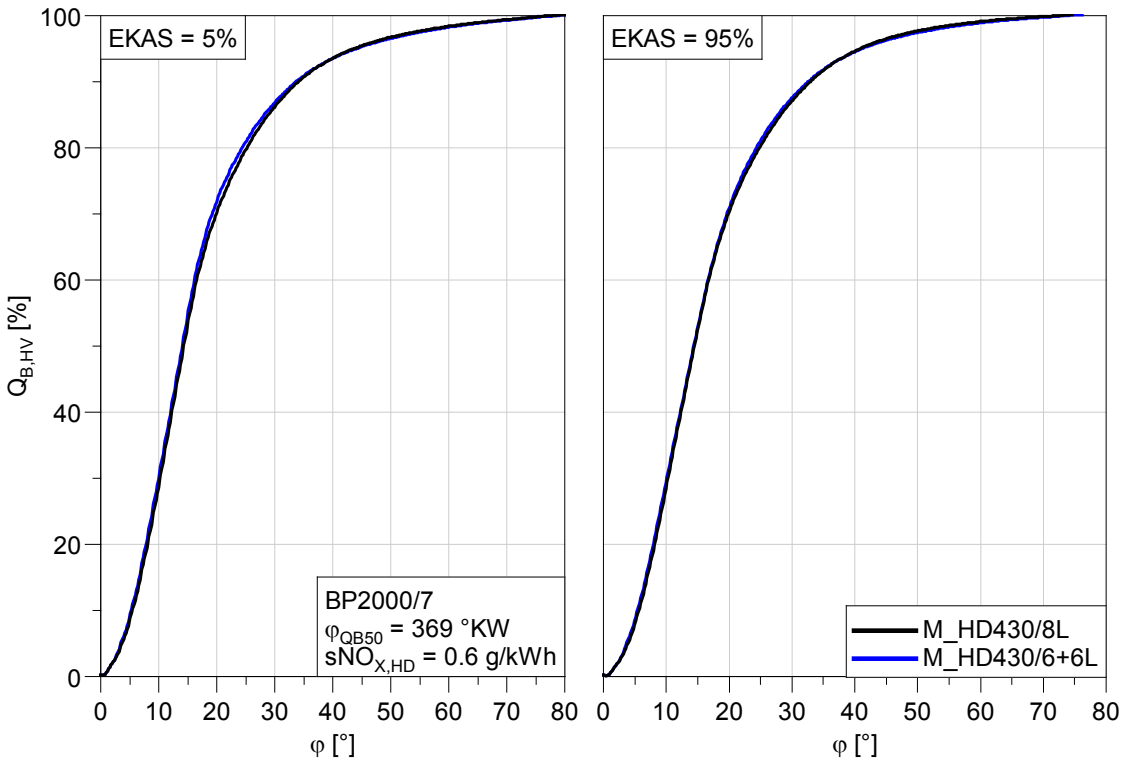

Abbildung 122: Normierte und verschobene Summenbrennverläufe der Hauptverbrennung der M_HD430/6+6L-Düse im BP2000/7 bei Variation des Drallniveaus.

Unter Berücksichtigung der effektiven Einspritzdauern ist die theoretische maximale Verwehung im hier betrachteten BP2000/7 bei geschlossener Drallklappe (EKAS = 95 %) identisch mit der im BP2000/18 bei offener Drallklappe (EKAS = 5 %). Von daher erscheint es unwahrscheinlich, dass Überdrallen der primäre Grund für den Emissionsnachteil der M_HD430/6+6L-Düse im BP2000/18 ist. Allerdings herrschen im BP2000/18 noch andere Randbedingungen. Durch die höhere Ladungsdichte kann sich die Verwehung des Sprays verstärken. Dagegen spricht wiederum der höhere Einspritzdruck, durch den die radiale Geschwindigkeitskomponente des Sprays erhöht wird, so dass die Wand schneller erreicht wird und weniger Zeit für eine Verwehung besteht. Allerdings führt die höhere Gasdichte auch wieder zu einem schnelleren Abbremsen des Sprays.

Für eine genauere Analyse wurde daher eine Drallvariation im BP2000/18 untersucht, welche in Abbildung 123 dargestellt ist.

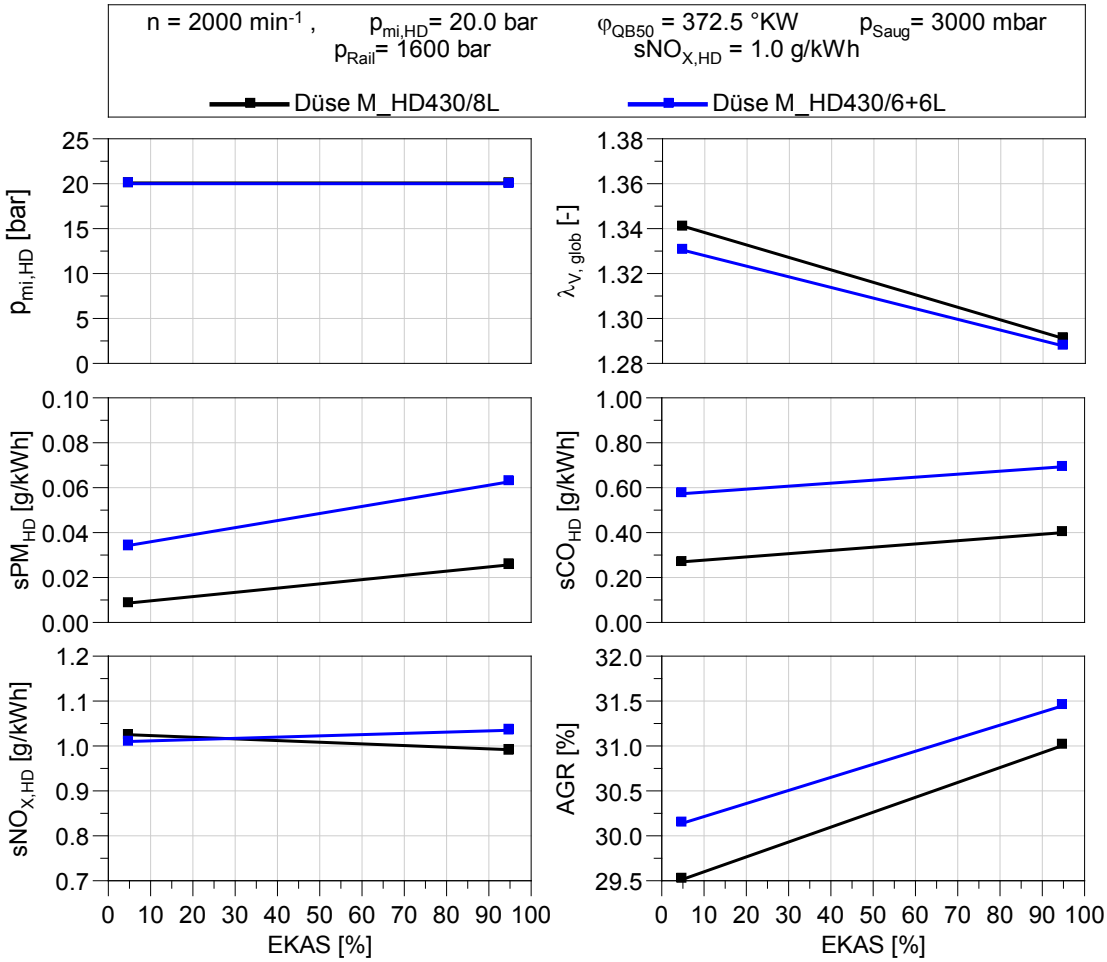

Abbildung 123: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L-Düse im BP2000/7 bei Variation des Drallniveaus.

Bei EKAS = 95 % kommt es mit beiden Düsen erwartungsgemäß zu einem Anstieg der Partikel- und Kohlenmonoxidemissionen aufgrund von Überdrallen. Der Anstieg der spezifischen Partikelemissionen fällt mit der M_HD430/6+6L-Düse etwas höher aus. Was die Konzentrationen angeht, so fällt der Anstieg mit ΔFSN = 0,8 für beide Düsen identisch aus. Dies spricht dafür, dass ein mögliches Überdrallen eher eine untergeordnete Rolle für die Emissionsnachteile der M_HD430/6+6L-Düse im BP2000/18 spielt.

5.6.4 Zusammenfassung

Insgesamt spricht einiges dafür, dass die Emissionsnachteile der M_HD430/6+6L-Düse im BP2000/18 in erster Linie durch eine veränderte Strahl-Wand-Interaktion durch die lange Einspritzdauer bzw. hohe Einspritzmenge verursacht werden. Wird eine große Menge an Kraftstoff pro Spritzloch eingespritzt so wird lokal viel kinetische Energie erzeugt. Ähnlich wie bei den in [176] gezeigten Ergebnissen kommt es dann vermutlich auch zu einer Wandinteraktion mit den kleinen Spritzlöchern. Durch die Überlagerung der wandnahen Verbrennungsgebiete entstehen dann sehr fette Zonen. Für diese Theorie sprechen auch die geringeren Emissionsnachteile der M_HD430/6+6L_2HW-Düse gegenüber der M_HD430/8L-Düse. Durch den größeren Höhenwinkel der kleinen Spitzlöcher kommt es zu einer geringeren Wandinteraktion in der Mulde, da die Verbrennung teilweise in Richtung Quetschspalt gelenkt wird.

Es kann nicht ausgeschlossen werden, dass ein geringes Überdrallen ebenfalls zum Emissionsnachteil der M_HD430/6+6L-Düse bei langer Einspritzdauer beiträgt. Dafür sprechen die negativen Auswirkungen einer höheren Ladungsdichte auf das Emissionsverhalten der Düse. Die durchgeführten Drallvariationen legen jedoch nahe, dass eine mögliche Überwehung eine eher untergeordnete Rolle spielt. Dafür spricht auch, dass die M_HD430/12L-Düse im BP2000/18 tendenziell besser abschneidet, da Viellochdüsen mit gleichen Spritzlochdurchmessern anfälliger für ein Überdrallen sind [36].

Die Ursachen für den Emissionsnachteil der M_HD430/6+6L-Düse gegenüber der M_HD430/12L-Düse können an dieser Stelle nicht abschließend geklärt werden. Mit der M_HD430/12L-Düse ist grundsätzlich eine geringere Wandinteraktion zu erwarten, was das Problem der Überlappung in Wandnähe reduzieren kann. Außerdem findet die Wandinteraktion mit allen Spritzlöchern auf gleiche Weise statt. Für die M_HD430/6+6L-Düse ist zu erwarten, dass die Fackeln der kleinen Spritzlöcher die

Muldenwand später erreichen als die der großen Spritzlöcher. Die großen Spritzlöcher haben dann wahrscheinlich bereits Wall-Jets gebildet. Durch das Eintreffen der Strahlen der kleinen Spritzlöcher wird deren Ausbildung möglicherweise gestört, so dass die Durchmischung im späteren Brennverlauf schlechter wird.

6 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde eine innovative 6+6-Lochdüse entwickelt, bei der abwechselnd kleine und große Spritzlöcher auf einem Lochkreis angeordnet sind. Mit dieser konnten die Partikelemissionen im Vergleich zu einer konventionellen 8-Lochdüse in zwei von drei untersuchten Betriebspunkten reduziert werden. Damit wurden erstmalig für ein Konzept mit einer hohen Spritzlochanzahl in Kombination mit alternierenden Spritzlochdurchmessern signifikante Emissionsvorteile nachgewiesen.

Die Düsen wurden mithilfe von Emissions- und Kraftstoffverbrauchsmessungen an einem konventionellen Einzylindermotor sowie verschiedensten optischen Messverfahren an einem Transparentmotor bewertet.

In einem Betriebspunkt der unteren Teillast konnten die Partikelemissionen mit der 6+6-Lochdüse im Schnitt um 17 % und die Kohlenmonoxidemissionen um 19 % gegenüber einer 8-Lochdüse gesenkt werden. Bei mittlerer Teillast konnte sogar eine Reduktion der Emissionen um 41 % bzw. 15 % erzielt werden. Die AGR-Verträglichkeit des Brennverfahrens wird dabei gesteigert. Mit einer ebenfalls untersuchten Düse mit zwölf gleich großen Spritzlöchern kommt es dagegen zu einem deutlichen Anstieg der Emissionen gegenüber der 8-Lochdüse. Der spezifische Kraftstoffverbrauch der Düsen zeigt keine signifikanten Unterschiede.

Durch den Einsatz des Transparentmotors konnten grundlegende Erkenntnisse zum Gemischbildungsprozess bei mittlerer Teillast gewonnen werden. Durch eine Erhöhung der Spritzlochanzahl kann grundsätzlich eine Erhöhung der Lufterfassung während der mischungskontrollierten Verbrennung erreicht werden. Die so magerere Verbrennung verspricht eine geringere Rußbildung. Bei der Verwendung einer Düse mit gleich großen Spritzlöchern kommt es jedoch zu Nachteilen bei der Lufterfassung in der Ausbrandphase. Der Sprayimpuls ist hier zu gering, um eine ausgeprägte Strahl-Wand-Interaktion mit der Kolbenmulde zu erzeugen. Diese ist jedoch entscheidend für die Lufterfassung und die Durchmischung im Ausbrand. Dies konnte auch durch die Anwendung eines PIV-Algorithmus an den Aufnahmen des Rußeigenleuchtens gezeigt werden. Wird die Spritzlochanzahl zu stark erhöht (14 Löcher), so kommt es zudem zu einer Überlappung der einzelnen Fackeln während der mischungskontrollierten Verbrennung mit entsprechend hohem Rußbildungspotenzial.

Durch das Konzept der alternierenden Spritzlochdurchmesser kann mit den größeren Spritzlöchern eine ausreichende Wandinteraktion erzeugt werden. Gleichzeitig können die Vorteile einer hohen Spritzlochanzahl während der mischungskontrollierten Verbrennung genutzt werden. Voraussetzung ist eine ausreichende Spreizung der Spritzlochdurchmesser bzw. der Penetrationstiefe der kleinen und großen Löcher, wie anhand zweier untersuchter Varinten des 6+6-Lochkonzeptes gezeigt wurde.

In einem ebenfalls untersuchten Betriebspunkt der oberen Teillast ($p_{mi,HD}$ = 20 bar) kommt es mit der 6+6-Lochdüse jedoch zu einem deutlichen Anstieg der Emissionen. Bei einer AGR-Variation steigen die Partikelemissionen im Schnitt auf das 3-Fache und die Kohlenmonoxidemissionen auf das Doppelte an. Die 6+6-Lochdüse schneidet hier auch etwas schlechter als die Düse mit zwölf gleich großen Spritzlöchern ab. Durch eine umfangreiche Parametervariation am Emissionsmotor konnten die lange Einspritzdauer und die daraus resultierende veränderte Wandinteraktion als primäre Ursache für den Emissionsnachteil des 6+6-Lochkonzeptes bei höherer Last identifiziert werden. Bei einer langen Einspritzdauer bzw. einer hohen Einspritzmenge wird viel kinetische Energie pro Spritzloch generiert. Es wird davon ausgegangen, dass die Fackeln der kleinen Spritzlöcher dann eine zu hohe Eindringtiefe erreichen, so dass es zu einer Überlappung von wandnahen Verbrennungsgebieten der kleinen und großen Spritzlöcher kommt, wodurch sehr fette Verbrennungszonen entstehen können. Darüber hinaus sind geringe Nachteile durch ein für die Spritzlochanzahl zu hohes Drallniveau nicht auszuschließen. Letztendlich ergibt sich dadurch für das untersuchte Brennverfahren eine Lastgrenze von ca. $p_{mi,HD}$ = 14 bar oberhalb derer mit der 6+6-Lochdüse Emissionsnachteile auftreten.

Durch eine weitere Varinte der 6+6-Lochdüse, bei der die kleinen Spritzlöcher einen größeren Höhenwinkel aufweisen, konnte der Emissionsnachteil bei hoher Teillast reduziert werden. Durch die weiter nach oben zielenden kleinen Spritzlöcher wird vermutlich die Überlappung in Wandnähe reduziert, da die Verbrennung teilweise in Richtung Quetschspalt umgelenkt wird. Diese Düse erreicht bei hoher Teillast das gleiche Emissionsniveau wie die Düse mit zwölf gleich großen Spritzlöchern. Allerdings verringert sich der Emissionsvorteil gegenüber der 8-Lochdüse bei mittlerer Teillast. Die Partikelemissionen können hier noch um durchschnittlich 23 % reduziert werden.

Somit konnte mit dem 6+6-Lochkonzept in den untersuchten Betriebspunkten stets ein Emissionsvorteil oder zumindest ein gleiches Emissionsniveau im Vergleich zu einer

konventionellen 12-Lochdüse erreicht werden. Bei geringeren Lasten wurden sogar deutliche Emissionsvorteile gegenüber einer 8-Lochdüse erreicht. Das Konzept der alternierenden Spritzlochdurchmesser scheint somit grundsätzlich vielversprechend bezüglich der Erhöhung der Lufterfassung zu sein. Durch weitere Optimierungen des Brennverfahrens sollte es möglich sein, den Lastbereich mit Emissionsvorteilen auszuweiten. Durch eine noch größere Spreizung der Spritzlochdurchmesser ggf. in Verbindung mit einer Reduktion der Spritzlochanzahl auf zehn könnte das Problem der wandnahen Überlappung reduziert werden. Darüber hinaus erscheint die Verwendung einer Kolbenmulde mit vergrößertem Durchmesser vorteilhaft. Des Weiteren erscheint die Kombination der 6+6-Lochdüse mit zwei Höhenwinkeln und einem Kolben mit Stufenmulde untersuchenswert zu sein. Somit könnte das Konzept der alternierenden Spritzlochdurchmesser auch einen Beitrag zur Emissionsminderung bei zukünftigen CO2-optimierten Brennverfahren mit flacherer Kolbenform und geringem Drallniveau leisten.

Anhang

A P_HD355/14L-Düse: Drallvariation im BP1200/7

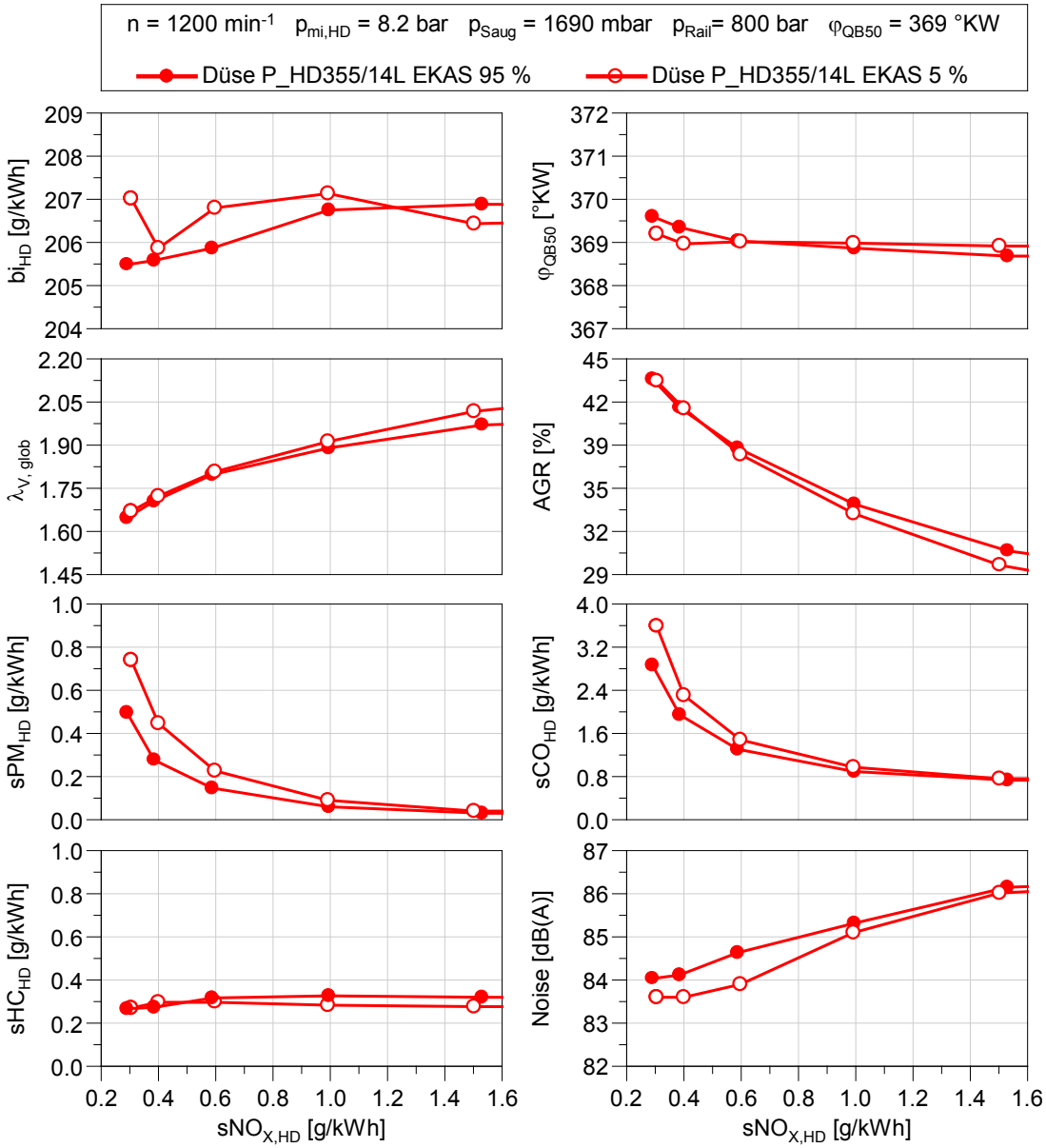

Abbildung 124: Emissionsergebnisse der P_HD355/14L-Düse im BP1200/7 bei Variation der AGR-Rate bei verschiedenen Drallniveaus.

B M_HD430/6+6L_2HW-Düse: φ_{QB50}-Variation im BP1200/4

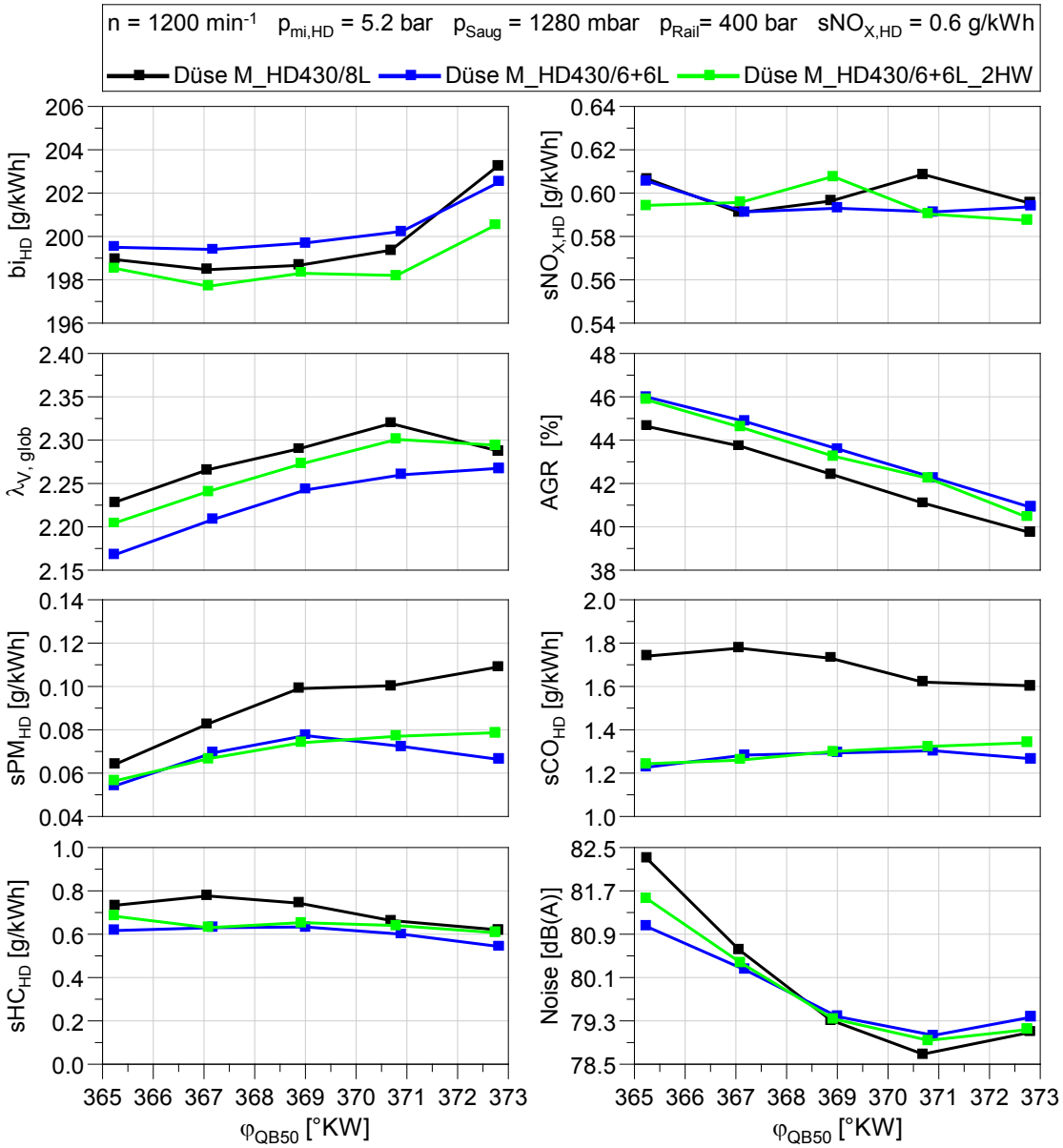

Abbildung 125: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L_2HW-Düse im BP1200/4 bei Variation der Verbrennungsschwerpunktlage.

C M_HD430/6+6L_2HW-Düse: φ_{QB50}-Variation im BP1200/7

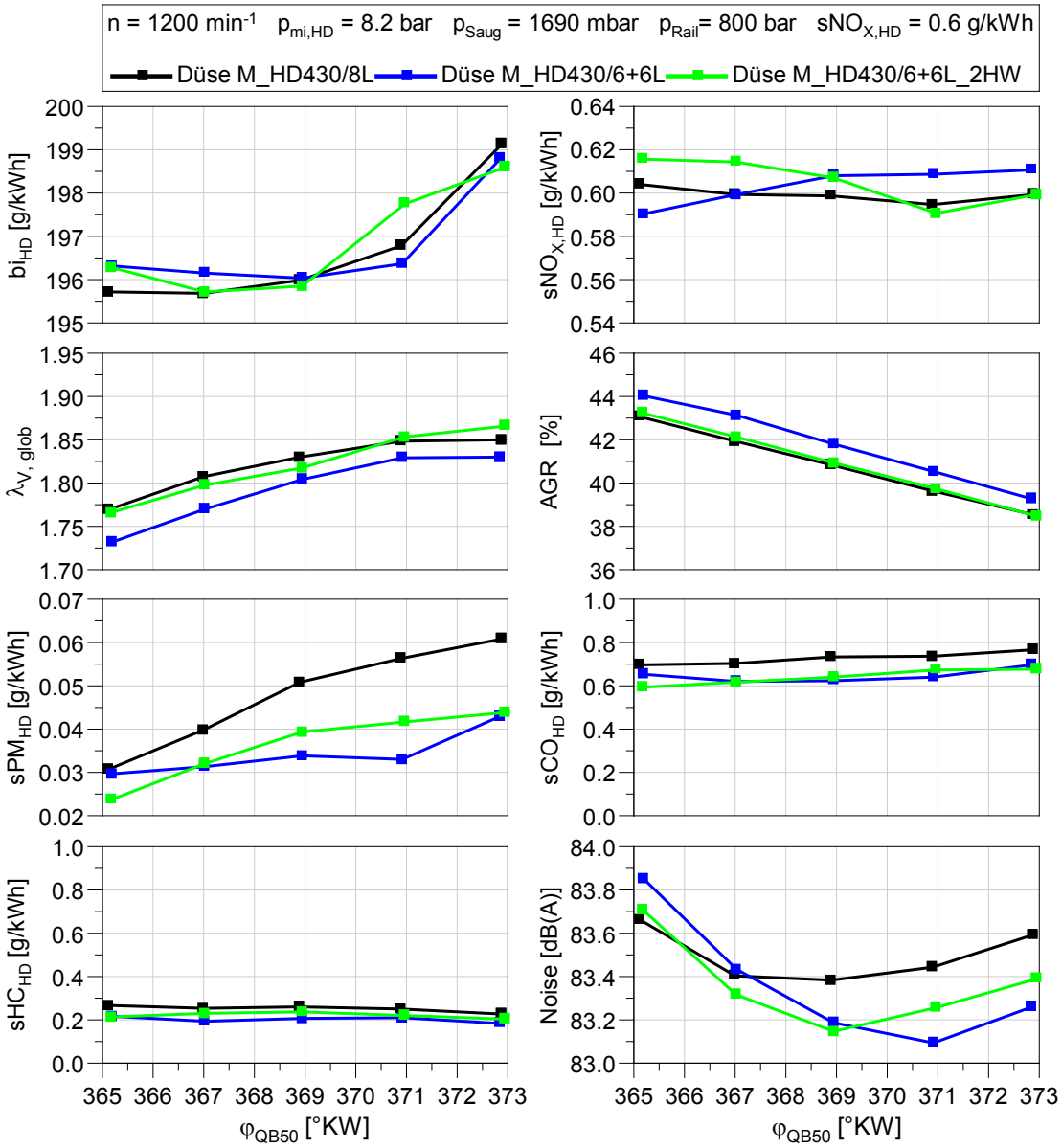

Abbildung 126: Emissionsergebnisse der M_HD430/6+6L_2HW-Düse im BP1200/7 bei Variation der Verbrennungsschwerpunktlage.

Literatur

[1] Statista GmbH: Anteil der Dieselautos an den Pkw-Neuzulassungen in Ländern Westeuropas in den Jahren 2012 bis 2016.
URL: https://de.statista.com/statistik/daten/studie/30846/umfrage/dieselanteil-an-den-pkw-neuzulassungen-in-westeuropa/. Abrufdatum 25.03.2018.

[2] Merker, G. P. (Hrsg.): Grundlagen Verbrennungsmotoren. Funktionsweise, Simulation, Messtechnik. Wiesbaden 2014.

[3] World Health Organization: Health Aspects of Air Pollution with Particulate Matter, Ozone and Nitrogen Dioxide. Report on a WHO Working Group. Bonn 2003.

[4] Mollenhauer, K. (Hrsg.): Handbuch Dieselmotoren. Mit 84 Tab. Berlin, Heidelberg [u.a.] 2007.

[5] Präsident Ekhard Zinke Kraftfahrt-Bundesamt: Pressemitteilung Nr. 05/2018 - Fahrzeugzulassungen im Februar 2018.
URL: https://www.kba.de/DE/Presse/Pressemitteilungen/2018/Fahrzeugzulassungen/pm05_2018_n_02_18_pm_komplett.html;jsessionid=FE0EE5A8D192173483628C3E1B584D30.live11293?nn=1837832.

[6] Ardey, N.; Hiemesch, C.; Honeder, J.; Kaufmann, M.: Der neue BMW 6-Zylinder Dieselmotor. In: Lenz, H. P. (Hrsg.): 32. Internationales Wiener Motorensymposium, 5. - 6. Mai 2011. Düsseldorf 2011.

[7] Audi AG: Technische Daten Audi A5 Sportback 2.0 TDI S tronic (110 kW).
URL: https://audimediacentera.akamaihd.net/system/production/car_motorizations/618/file_de/01aa1e27a8f44350f134f7c9391ab1e4a4023909/td_A5_Sportback_2_0_TDI_S_tronic_110_kW_0817.pdf?1506335371. Abrufdatum 02.02.2018.

[8] Opel Automobile GmbH: Dream-Team: Neues Spitzentriebwerk für das Opel-Flaggschiff Insignia.
URL: http://media.gm.com/media/de/de/opel/news.detail.html/content/Pages/news/de/de/2017/opel/09-05-insignia-biturbo.html. Abrufdatum 02.02.2018.

[9] Nording, K.: Numerische Analyse der dieselmotorischen Gemischbildung, Verbrennung und Emissionsentstehung, Dissertation, 1. Auflage 2017.

[10] Nakatani, K.; Hashizume, T.; Ogawa, T.; Nishida, K.; Tomoda, T.: Toyota's Innovative High Efficiency Diesel Combustion Concept: 23rd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology.

[11] Eder, T.; Lückert, P.; Kemmner, M.; Sass, H.: OM 654 — Start einer neuen Motorenfamilie bei Mercedes-Benz. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 77 (2016) 3, S. 62–69.

[12] Schmid, J.: The hot side of the new 4-cylinder diesel engine from Mercedes-Benz. In: Bargende, M.; Reuss, H.-C.; Wiedemann, J. (Hrsg.): 16. Internationales Stuttgarter Symposium. Wiesbaden 2016.

[13] Robert Bosch GmbH: Common-Rail-Einspritzsysteme, Diesel Common-Rail-System CRS 3-27 mit Piezo-Injektoren und 2700 bar.
URL: http://produkte.bosch-mobility-solutons.de/media/ubk_europe/db_application/downloads/pdf/antrieb/de_5/150909_Bosch_DS_CRS3_27_DE.pdf.
Abrufdatum 08.09.2017.

[14] Reif, K.: Moderne Diesel-Einspritzsysteme. Common Rail und Einzelzylindersysteme. Wiesbaden 2010.

[15] Tschöke, H.; Mollenhauer, K.; Maier, R. (Hrsg.): Handbuch Dieselmotoren. Wiesbaden 2018.

[16] Bauer, S.; Zhang, H.; Pirkl, R.; Pfeifer, A.; Wenzlawski, K.; Wiehoff, H.-J.: Ein neuer Piezo Common Rail Injektor mit Direktantrieb und Mengenregelkreis: Konzept und motorische Vorteile: 29. Internationales Wiener Motorensymposium 2008.

[17] Schöppe, D.; Zülch, S.; Hardy, M.; Geurts, D.; Jorach, R. W.; Baker, N.: Common-Rail-Einspritzung mit Direct-Acting-Injektor von Delphi. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 69 (2008) 10, S. 842–51.

[18] Predelli, O.; et al.: Kontinuierliche Einspritzverlaufsformung in Pkw-Dieselmotoren - Potenziale, Grenzen und Realisierungschancen: 31. Internationales Wiener Motorensymposium 2010.

[19] Mazda Motor Europe GmbH: PRESSE-INFORMATION | DIESELTECHNOLOGIE BEI MAZDA. Sauber, effizient und erfolgreich.
URL: https://www.mazda-press.com/services/download.ashx?id=5729f93a3fc44a1824c85922&t=pdf&h=C7FHxyFL8%2BEcPbV6RyHG6q2r4VJSAChZczAwfAM%2FGCI%3D.
Abrufdatum 02.02.2018.

[20] Gao, J.; Matsumoto, Y.; Namba, M.; Nishida, K.: Group-Hole Nozzle Effects on Mixture Formation and In-cylinder Combustion Processes in Direct-Injection Diesel Engines: Powertrain & Fluid Systems Conference and Exhibition 2007.

[21] Fritzsche, M.: Identifikation der relevanten Gemischbildungsparameter für Hoch-AGR-Diesel-Brennverfahren mit bestmöglichem Wirkungsgrad, Dissertation. Stuttgart 2016.

[22] Soteriou, C.; Lambert, M.; Zuelch, S.; Passerel, D.: The flow characteristics of high efficiency diesel nozzles with enhanced geometry holes: Conference proceedings / Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines. September 12th - 15th 2006, Valencia, Spain. Valencia 2006.

[23] Schulze, T.: Untersuchung des Einflusses der Spritzlochgeometrie der Einspritzdüse auf die dieselmotorische Gemischbildung und Verbrennung, Dissertation 2005.

[24] Pauer, T.: Laseroptische Kammeruntersuchungen zur dieselmotorischen Hochdruckeinspritzung – Wirkkettenanalyse der Gemischbildung und Entflammung, Dissertation. Stuttgart 2001.

[25] Ohnesorge, W. V.: Die Bildung von Tropfen an Düsen und die Auflösung flüssiger Strahlen. In: ZAMM - Journal of Applied Mathematics and Mechanics / Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik 16 (1936) 6, S. 355–58.

[26] Reitz, R. D.; Bracco, F. V.: Mechanisms of Breakup of Round Liquid Jets: Encyclopedia of Fluid Mechanics. Vol. 3, 1986, S. 223-249.

[27] Baumgarten, C.: Mixture formation in internal combustion engines. With 9 tables. Berlin [u.a.] 2006.

[28] Ofner, B.: Dieselmotorische Kraftstoffzerstäubung und Gemischbildung mit Common-Rail Einspritzsystemen. München 2001.

[29] Badock, C.: Untersuchungen zum Einfluß der Kavitation auf den primären Strahlzerfall bei der dieselmotorischen Einspritzung, Zugl.: Darmstadt, Techn. Univ., Diss., 1999, Als Ms. gedr. Aachen 1999.

[30] Powell, C. F.; Yue, Y.; Poola, R.; Wang, J.; Lai, M.-C.; Schaller, J.: X-Ray Measurements of High Pressure Diesel Sprays 2001.

[31] Wierzba, A.: Deformation and breakup of liquid drops in a gas stream at nearly critical Weber numbers. In: Experiments in Fluids 9 (1990) 1-2, S. 59–64.

[32] Bergstrand, P.; Försth, M.; Denbratt, I.: The Influence of Orifice Diameter on Flame Lift-Off Length. In: Antonio Lozano (Hrsg.): ilass-EUROPE 2002. 18th

Annual Conference on Liquid Atomization & Spray Systems. Zaragoza, SPAIN 2002.

[33] Su, T. F.; Chang, C. T.; Reitz, R. D.; Farrell, P. V.; Pierpont, A. D.; Tow, T. C.: Effects of Injection Pressure and Nozzle Geometry on Spray SMD and D.I. Emissions 1995.

[34] SFB Sonderforschungsbericht 224 "Motorische Verbrennung". Abschlussbericht. Aachen 2001.

[35] Ishiwata, H.; Li, X.-h.; Yoshikawa, H.; Kitahara, N.: Recent Progress in Rate Shaping Technology for Diesel In-Line Pumps: International Congress & Exposition 1994.

[36] Busch, K. H.: Untersuchung von Einspritzdüsen mit gesteigerter Spritzlochanzahl auf zwei Lochreihen 2009.

[37] Payri, R.; Salvador, F. J.; Gimeno, J.; Novella, R.: Flow regime effects on non-cavitating injection nozzles over spray behavior. In: International Journal of Heat and Fluid Flow 32 (2011) 1, S. 273–84.

[38] Schmalzing, C.-O.: Theoretische und experimentelle Untersuchung zum Strahlausbreitungs- und Verdampfungsverhalten aktueller Diesel-Einspritzsysteme. Stuttgart 2001.

[39] Leipertz, A.; Blumenröder, K.; Schünemann, E.; Peter, F.; Potz, D.: [075] Wandeinflüsse auf Gemischbildung und Verbrennung bei kleinvolumigen DI-Dieselmotoren. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 60 (1999) 5, S. 314–19.

[40] Varde, K. S.; Popa, D. M.: Diesel Fuel Spray Penetration at High Injection Pressures 1983.

[41] Siebers, D. L.; Higgins, B.: Flame Lift-Off on Direct-Injection Diesel Sprays Under Quiescent Conditions 2001.

[42] Suh, H. K.; Lee, C. S.: Effect of cavitation in nozzle orifice on the diesel fuel atomization characteristics. In: International Journal of Heat and Fluid Flow 29 (2008) 4, S. 1001–09.

[43] Winter, J.; Dittus, B.; Kerst, a.; Muck, O.; Schulz, R.; Vogel, A.: Nozzle Hole Geometry – a Powerful Instrument for Advanced Spray Design: Thiesel. CONFERENCE ON THERMO-AND FLUID-DYNAMIC PROCESSES IN DIESEL ENGINES. Valencia (Spain) 2004.

[44] Shimo, D.; Onishi, T.; Morinaga, S.; Hirabayashi, K.; Hayashi, Y.; Takamatsu, H.: The New Small Diesel Engine MAZDA SKYACTIV-D 1.5. In: Pischinger,

S.; Eckstein, L.; Deppenkemper, K.; Dittmar, T. (Hrsg.): Fahrzeug- und Motorentechnik. 24. Aachener Kolloquium ; 5. - 7. Oktober 2015, Eurogress Aachen.

[45] Payri, R.; GARCIA, J.; SALVADOR, F.; Gimeno, J.: Using spray momentum flux measurements to understand the influence of diesel nozzle geometry on spray characteristics. In: Fuel 84 (2005) 5, S. 551–61.

[46] Tang, C.; Feng, Z.; Zhan, C.; Ma, W.; Huang, Z.: Experimental study on the effect of injector nozzle K factor on the spray characteristics in a constant volume chamber. Near nozzle spray initiation, the macroscopic and the droplet statistics. In: Fuel 202 (2017), S. 583–94.

[47] Battistoni, M.; Grimaldi, C. N.: Numerical analysis of injector flow and spray characteristics from diesel injectors using fossil and biodiesel fuels. In: Applied Energy 97 (2012), S. 656–66.

[48] Sun, Z.-Y.; Li, G.-X.; Chen, C.; Yu, Y.-S.; Gao, G.-X.: Numerical investigation on effects of nozzle's geometric parameters on the flow and the cavitation characteristics within injector's nozzle for a high-pressure common-rail DI diesel engine. In: Energy Conversion and Management 89 (2015), S. 843–61.

[49] Riehm, W.: Untersuchungen über den Einspritzvorgang bei Dieselmotoren. In: ZVDI 68 (1924).

[50] Kampmann, S.; Dittus, B.; Mattes, P.; Kirner, M.: The Influence of Hydro Grinding at VCO Nozzles on the Mixture Preparation in a DI Diesel Engine 1996.

[51] Prescher K., Stieber K., Astachow A., Krüger G., Potz D.: Untersuchung zur Zerstäubung von Dieselkraftstoff und Schwerölen bei Variation der Einspritzbedingungen. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 58 (1997) 5, S. 276–82.

[52] Schugger, C.; Meingast, U.; Renz, U.: Time-Resolved Velocity Measurement in the Primary Breakup Zone of a High Pressure Diesel Injection Nozzle: ILASS-Europe 2000.

[53] Schünemann, E.; Peter, F.: Wandeinflüsse. Wandeinflüsse auf Gemischbildung Verbrennung bei kleinvolumigen DI-Dieselmotoren, Abschlussbericht FVV Vorhaben Nr. 649 1998.

[54] Schifferdecker, R.: Potential strömungsoptimierter Einspritzdüsen bei NKW-Motoren 2011.

[55] Schubiger, R.: Untersuchung Rußbildung und -oxidation in der dieselmotorischen Verbrennung: Thermodynamische Kenngrößen, Verbrennungsanalyse und Mehrfarbenendoskopie. Zürich 2001.

[56] W. Colban, I. Ekoto, D. Kim and P. C. Miles: In-Cylinder PIV Measurements in an Optical Light-Duty Diesel at LTC Conditions: THIESEL 2008.

[57] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, 3. Aufl. Wien, New York, 2009.

[58] Umweltbundesamt: Polyzyklische Aromatische Kohlenwasserstoffe. Umweltschädlich! Giftig! Unvermeidbar? Dessau-Roßlau 2016.

[59] Umweltbundesamt: Kohlenmonoxid.
URL: http://www.umweltbundesamt.de/themen/luft/luftschadstoffe/kohlenmonoxid. Abrufdatum 14.09.2017.

[60] Brauer, M.; Tschöke, H.: Schadstoffverhalten und Lastgrenze der vorgemischten Dieselverbrennung, Zugl.:Magdeburg, Univ., Fak. für Maschinenbau, Diss., 2010.

[61] Akihama, K.; Takatori, Y.; Inagaki, K.; Sasaki, S.; Dean, A. M.: Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature: SAE World Congress 2001.

[62] Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 20. Juni 2007. über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Reparatur- und Wartungsinformationen für Fahrzeug 2007.

[63] Strempel, H. G.: Einfluß unterschiedlicher chemischer und physikalischer Eigenschadten von Dieselkraftstoffen auf die bei der Verbrennung gebildeten Partikel und die daran angelagerten polyzyklischen aromatischen Kohlenwassserstoffe. Dissertation. Kaiserslautern 1990.

[64] Kweon, C.-B.; Foster, D. E.; Schauer, J. J.; Okada, S.: Detailed Chemical Composition and Particle Size Assessment of Diesel Engine Exhaust 2002.

[65] Handbuch Verbrennungsmotor. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven ; mit mehr als 1300 Literaturstellen, 6., aktualisierte und erw. Aufl. Wiesbaden 2012.

[66] Heywood, J. B.: Internal combustion engine fundamentals. New York 1988.

[67] Haynes, B. S.; Wagner, H.: Soot formation. In: Progress in Energy and Combustion Science 7 (1981) 4, S. 229–73.

[68] Böhm, H.; Hesse, D.; Jander, H.; Lüers, B.; Pietscher, J.; Wagner, H.; Weiss, M.: The influence of pressure and temperature on soot formation in premixed flames. In: Symposium (International) on Combustion 22 (1989) 1, S. 403–11.

[69] Glassman, I.; Glumac, N.; Yetter, R. A.: Combustion, Fifth edition. Amsterdam 2014.

[70] Tree, D. R.; Svensson, K. I.: Soot processes in compression ignition engines. In: Progress in Energy and Combustion Science 33 (2007) 3, S. 272–309.

[71] McEnally, C. S.; Pfefferle, L. D.; Atakan, B.; Kohse-Höinghaus, K.: Studies of aromatic hydrocarbon formation mechanisms in flames. Progress towards closing the fuel gap. In: Progress in Energy and Combustion Science 32 (2006) 3, S. 247–294.

[72] Frenklach, M.: Reaction mechanism of soot formation in flames. In: Physical Chemistry Chemical Physics 4 (2002) 11, S. 2028–37.

[73] McEnally, C. S.; Pfefferle, L. D.: Experimental study of fuel decomposition and hydrocarbon growth processes for practical fuel components in nonpremixed flames. MTBE and related alkyl ethers. In: International Journal of Chemical Kinetics 36 (2004) 6, S. 345–58.

[74] Glassman, I.: Soot formation in combustion processes. In: Symposium (International) on Combustion 22 (1989) 1, S. 295–311.

[75] Gomez, A.; Sidebotham, G.; Glassman, I.: Sooting behavior in temperature-controlled laminar diffusion flames. In: Combustion and Flame 58 (1984) 1, S. 45–57.

[76] Lindstedt, R. P.; Rizos, K.-A.: The formation and oxidation of aromatics in cyclopentene and methyl-cyclopentadiene mixtures. In: Proceedings of the Combustion Institute 29 (2002) 2, S. 2291–98.

[77] McEnally, C.: The effects of slight premixing on fuel decomposition and hydrocarbon growth in benzene-doped methane nonpremixed flames. In: Combustion and Flame 129 (2002) 3, S. 305–23.

[78] Richter, H.; Howard, J.: Formation of polycyclic aromatic hydrocarbons and their growth to soot—a review of chemical reaction pathways. In: Progress in Energy and Combustion Science 26 (2000) 4-6, S. 565–608.

[79] Der Bundesminister für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit — U II 3 — 98/1: Benzoltgehalt im Benzin. Antwort der Bundesregierung 1986 Drucksache 10/5929.

[80] Fröhling, J.-C.; Ludzay, J.: Zusammensetzung von Dieselkraftstoffen aus deutschen Raffinerien. 24 Tabellen, 2 Literaturstellen, Als Ms. gedr. Hamburg 2002.

[81] Frenklach, M.; Wang, H.: Detailed Mechanism and Modeling of Soot Particle Formation. In: Goldanskii, V. I.; Schäfer, F. P.; Toennies, J. P.; Lotsch, H. K. V.; Bockhorn, H. (Hrsg.): Soot Formation in Combustion. Berlin, Heidelberg 1994.

[82] Westmoreland, P. R.; Dean, A. M.; Howard, J. B.; Longwell, J. P.: Forming benzene in flames by chemically activated isomerization. In: The Journal of Physical Chemistry 93 (1989) 25, S. 8171–80.

[83] Warnatz, J.; Maas, U.; Dibble, R. W.: Verbrennung. Physikalisch-chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung ; mit 17 Tabellen, 3., aktualisierte und erw. Aufl. Berlin [u.a.] 2001.

[84] Frenklach, M.; Wang, H.: Detailed modeling of soot particle nucleation and growth. In: Symposium (International) on Combustion 23 (1991) 1, S. 1559–66.

[85] Bartok, W. (Hrsg.): Fossil fuel combustion. A source book. New York 1991.

[86] Smith, O. I.: Fundamentals of soot formation in flames with application to diesel engine particulate emissions. In: Progress in Energy and Combustion Science 7 (1981) 4, S. 275–291.

[87] Mathis, U.; Mohr, M.; Kaegi, R.; Bertola, A.; Boulouchos, K.: Influence of Diesel Engine Combustion Parameters on Primary Soot Particle Diameter. In: Environmental Science & Technology 39 (2005) 6, S. 1887–1892.

[88] Jacob, E.; Rothe, D.; Schlögl, R.: Dieselruß: Mikrostruktur und Oxidationskinetik. In: VDI Fortschritt-Berichte 2003 (2003) 539, S. 19–45.

[89] Lee, K. O.; Cole, R.; Sekar, R.; Choi, M. Y.; Kang, J. S.; Bae, C. S.; Shin, H. D.: Morphological investigation of the microstructure, dimensions, and fractal geometry of diesel particulates. In: Proceedings of the Combustion Institute 29 (2002) 1, S. 647–653.

[90] Bruce, C. W.; Stromberg, T. F.; Gurton, K. P.; Mozer, J. B.: Trans-spectral absorption and scattering of electromagnetic radiation by diesel soot. In: Applied optics 30 (1991) 12, S. 1537–1546.

[91] Cheng, X.; Chen, L.; Yan, F.; Dong, S.: Study on soot formation characteristics in the diesel combustion process based on an improved detailed soot model. In: Energy Conversion and Management 75 (2013), S. 1–10.

[92] Kellerer, H.: Bildung und Wachstum von Russpartikeln bei hohen Drücken. Untersuchungen im Stosswellenrohr, 1. Aufl. Göttingen 1999.

[93] Bartenbach, B.: Untersuchungen zur Rußbildung und Rußoxidation unter den Bedingungen turbulenter Diffusionsflammen, Zugl.: Karlsruhe, Univ., Diss., 1998, Als Ms. gedr. Aachen 1998.

[94] Ladommatos, N.; Song, H.; Zhao, H.: Measurements and predictions of diesel soot oxidation rates. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 216 (2002) 8, S. 677–689.

[95] Yao, J.: Untersuchungen zur Rußbildung von n-Heptan-Luft-Gemischen im Stoßwellenrohr, Zugl.: Aachen, Univ., Diss, Als Ms. gedr. Düsseldorf 1993.

[96] Hansen, J.: Untersuchung der Verbrennung und Rußbildung in einem Wirbelkammer-Dieselmotor mit Hilfe eines schnellen Gasentnahmeventils. Aachen 1989.

[97] Wiartalla, A.: Untersuchung der Russbildung bei der dieselmotorischen Verbrennung in einer Modellbrennkammer. Aachen 1995.

[98] Guo, H.; Anderson, P. M.; Sunderland, P. B.: Optimized rate expressions for soot oxidation by OH and O2. In: Fuel 172 (2016), S. 248–52.

[99] Wright, F. J.: The oxidation of soot by O atoms. In: Symposium (International) on Combustion 15 (1975) 1, S. 1449–1460.

[100] Puri, R.; Santoro, R. J.: The Oxidation of Soot and Carbon Monoxide in Hydrocarbo Diffusion Flames. In: Combustion and Flame (1994) 97, S. 125–44.

[101] Bradley, D.; Dixon-Lewis, G.; El-din Habik, S.; Mushi, E.: The oxidation of graphite powder in flame reaction zones. In: Symposium (International) on Combustion 20 (1985) 1, S. 931–940.

[102] Pungs, A.: Dieseloxidation I + II. Untersuchung zur Rußoxidation im Dieselmotor, FVV Forschungsvorhaben Nr. 526 + 607 1996.

[103] NAGLE, J.; STRICKLAND-CONSTABLE, R. F.: Oxidation of Carbon Between 1000–2000°C: Proceedings of the Fifth Conference on Carbon 1962.

[104] Hopp, M.: Untersuchung der Rußoxidation unter dieselmotorischen Randbedingungen. Aachen 2001.

[105] Pischinger, F.; Schulte, H.; Hansen, H.: Grundlagen und Entwicklungslinien der Dieselmotorischen Brennverfahren 1988 (1988) 714, S. 61–91.

[106] Marohn, R.; Rakowski, S.; Brauer, M.; Seebode, J.: Einspritzdruckbedarf für zukünftige dieselmotorische PKW und NKW Brennverfahren. In: Prof. Dr.-Ing. Ulrich Brill (Hrsg.): Diesel- und Benzindirekteinspritzung V. Spraybildung - Simulation - Applikation - Messtechnik. Essen 2008.

[107] Töpfer, T.; Weiskirch, C.; Behnk, K.; Müller, R.: Abgasnachbehandlungskonzepte zur Erfüllung zukünftiger Emissionsrichtlinien. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 72 (2011) 2, S. 108–115.

[108] Payri, F.; Benajes, J.; Pastor, J. V.; Molina, S.: Influence of the Post-Injection Pattern on Performance, Soot and NOx Emissions in a HD Diesel Engine 2002.

[109] Lavoie, G. A.; Heywood, J. B.; Keck, J. C.: Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines. In: Combustion Science and Technology 1 (1970) 4, S. 313–326.

[110] Joos, F.: Technische Verbrennung. Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen : mit 65 Tabellen. Berlin, Heidelberg 2006.

[111] Fenimore, C. P.: Formation of Nitric Oxide in Premixed Hydrocarbon Flames. Schenectady, U.S. 1971.

[112] Moskaleva, L. V.; Xia, W. S.; Lin, M. C.: The CH + N2 reaction over the ground electronic doublet potential energy surface: a detailed transition state search. In: Chemical Physics Letters 2000 331, S. 269–277.

[113] SUTTON, J.; WILLIAMS, B.; FLEMING, J.: Laser-induced fluorescence measurements of NCN in low-pressure CH4/O2/N2 flames and its role in prompt NO formation. In: Combustion and Flame 153 (2008) 3, S. 465–478.

[114] Ladommatos, N.; Abdelhalim, S. M.; Zhao, H.; Hu, Z.: The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Disesel Engine Emissions - Part 4: Effects of Carbon Dioxide and Water Vapour 1997.

[115] Mortimer, C. E.; Müller, U.: Chemie. Das Basiswissen der Chemie ; 128 Tabellen, 10., überarb. Aufl. Stuttgart 2010.

[116] Baehr, H. D.; Kabelac, S.: Thermodynamik. Grundlagen und technische Anwendungen, 15. Auflage. Berlin, Heidelberg 2012.

[117] Marquardt, L.; Berndt, B.; Rulfs, H.; Eilts, P.: Innermotorische NOx-Minderung in mittelschnelllaufenden Großdieselmotoren. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 68 (2007) 11, S. 964–972.

[118] Westbrook, C. K.; Dryer, F. L.: Chemical kinetic modeling of hydrocarbon combustion. In: Progress in Energy and Combustion Science 10 (1984) 1, S. 1–57.

[119] Sitkei, G.: Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren. Berlin 2013.

[120] Pittermann, R.: Spektroskopische Untersuchung der Verbrennung in Diesel- und Gasmotoren. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 69 (2008) 7-8, S. 632–639.

[121] Higgins, B.; Siebers, D. L.; Aradi, A.: Diesel-Spray Ignition and Premixed-Burn Behavior 2000.

[122] Dec, J. E.: A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging: International Congress & Exposition 1997.

[123] Flynn, P. F.; Durrett, R. P.; Hunter, G. L.; Zur Loye, A. O.; Akinyemi, O. C.; Dec, J. E.; Westbrook, C. K.: Diesel Combustion: An Integrated View Combining Laser Diagnostics, Chemical Kinetics, And Empirical Validation 1999.

[124] Stein, H.: Dieselmotoremissionen aus der Verbrennung von Biodiesel und verschiedenen fossilen Dieselkraftstoffen unter besonderer Berücksichtigung der Partikelemissionen, Braunschweig, Techn. Univ., Diss., 2008.

[125] Higgins, B.; Siebers, D. L.: Measurement of the Flame Lift-Off Location on DI Diesel Sprays Using OH Chemiluminescence 2001.

[126] Siebers, D. L.; Higgins, B.; Pickett, L.: Flame Lift-Off on Direct-Injection Diesel Fuel Jets: Oxygen Concentration Effects: SAE 2002 World Congress & Exhibition 2002.

[127] Naber, J.; Siebers, D. L.: Effects of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays: International Congress & Exposition 1996.

[128] Fettes, C.; Schulze, T.: Wandeinflüsse II. Wandeinflüsse auf Gemischbildung und Verbrennung bei kleinvolumigen DI-Dieselmotoren, Abschlussbereicht FVV Vorhaben Nr. 728 2001.

[129] Allocca, L.; Vita, A. de; Di Angelo, L.: Wall-Impingement Analysis of a Spray from a Common Rail Injection System for Diesel Engines.: THIESEL 2002.

[130] Pickett, L. M.; López, J. J.: Jet-Wall Interaction Effects on Diesel Combustion and Soot Formation: SAE World Congress & Exhibition 2005.

[131] Hübner, M.; Koch, P.; Zellbeck, H.; Leipertz, A.; Kerst, A.: Wirkkettenanalyse der dieselmotorischen Verbrennung. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 69 (2008) 4, S. 342–350.

[132] Taschek, M.; Egermann, J.; Müller, A.: Wandnahe Dieselverbrennung I. Einfluss der Brennraumwand auf Verbrennung und Schadstoffbildung bei kleinvolumigen DI-Dieselmotoren, Abschlussbericht FVV Vorhaben Nr. 797. Frankfurt am Main 2004.

[133] Schneider, B. M.: Experimentelle Untersuchungen zur Spraystruktur in transienten, verdampfenden und nicht verdampfenden Brennstoffstrahlen unter Hochdruck 2003.

[134] Koch, P.; Hübner, M.: Wandnahe Dieselverbrennung II. Einfluss der Brennraumwand auf Verbrennung und Schadstoffbildung bei kleinvolumigen DI-Dieselmotoren, Abschlussbericht FVV Vorhaben Nr. 858. Frankfurt am Main 2005.

[135] Gaydon, A. G.: The Spectroscopy of Flames, Second Edition. Dordrecht 1974.

[136] A. G. Gaydon; H. G. Wolfhard: Flames. Their Structure, Radiation and Temperature, Second Edition. London 1960.

[137] Lauer, M.; Sattelmayer, T.: On the Adequacy of Chemiluminescence as a Measure for Heat Release in Turbulent Flames With Mixture Gradients. In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 132 (2010) 6, S. 61502.

[138] Baehr, H. D.; Stephan, K.: Wärme- und Stoffübertragung, 5. neu bearbeitete Auflage. Berlin, Heidelberg 2006.

[139] Stroppe, H.; Langer, H.; Streitenberger, P.: Physik für Studenten der Natur- und Technikwissenschaften. Ein Lehrbuch zum Gebrauch neben Vorlesungen ; mit 20 Tabellen, 211 durchgerechneten Beispielen und 133 Aufgaben mit Lösungen, 10., verb. Aufl. Leipzig 1994.

[140] Planck, M.: Wärmestrahlung. Vorlesung über die Theorie der Wärmestrahlung, Fünfte Auflage. Leipzig 1923.

[141] Planck, M.: Ueber das Gesetz der Energieverteilung im Normalspectrum. In: Annalen der Physik 309 (1901) 3, S. 553–563.

[142] Bernhard, F. (Hrsg.): Handbuch der Technischen Temperaturmessung. Berlin 2014.

[143] Planck, M.: Zur Theorie der Wärmestrahlung. In: Annalen der Physik 336 (1910) 4, S. 758–768.

[144] Ohmstede, G.; Aberle, W.: Optisches Indizieren verschiedener Injektoren in modernen TDI-Motoren. In: Tschöke, H. E. (Hrsg.): Diesel- und Benzindireksteinspritzung II. Einspritzsysteme - Potenziale, Anwendungen, Zukunftsentwicklungen. Renningen-Malmsheim 2003.

[145] Benajes, J.; Molina, S.; Rudder, K. de; Maroteaux, D.; Hamouda, H. B. H.: The use of micro-orifice nozzles and swirl in a small HSDI engine operating at a late split-injection LTC regime. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 220 (2006) 12, S. 1807–17.

[146] Dohle, U.; Krüger, M.; Naber, D.; Stein, J. O.; Gauthier, Y.: Ergebnisse zur Verbrennungsoptimierung durch Einsatz von Mehrlochdüsen in modernen PKW-

Dieselmotoren. In: Lenz, H. P. (Hrsg.): 27. Internationales Wiener Motorensymposium. 27. - 28. April 2006 = 27th International Vienna Motor Symposium. Düsseldorf 2006.

[147] M. Dürnholz, M. Krüger, D. Naber, J.O. Stein, Y. Gauthier: Maßnahmen zur Optimierung des Brennverfahrens für die Anwendung von zweireihigen Mehrlochdüsen-Konzepten. In: Forschungsinstitut Fahrzeugtechnik, Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden (FH) (Hrsg.): 7. Dresdner Motorenkolloquium 2007.

[148] Ph. Adomeit, H. Rohs, T. Körfer, H. Busch: Spray Interaction and Mixture Formation in Diesel Engines with Grouped Hole Nozzles: Conference proceedings / Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines. September 12th - 15th 2006, Valencia, Spain. Valencia 2006.

[149] Inagaki, K.; Mizuta, J.; Fuyuto, T.; Hashizume, T.; Ito, H.; Kuzuyama, H.; Kawae, T.; Kono, M.: Low Emissions and High-Efficiency Diesel Combustion Using Highly Dispersed Spray with Restricted In-Cylinder Swirl and Squish Flows. In: SAE International Journal of Engines 4 (2011) 1, toyo2065–2079.

[150] Hergemöller, T.; Gulde, F.-P.; Dober, G.; Hardy M.: Efficient High-Speed Diesel Engines by Means of 2-Stage Injector Technology: "VON - Variable Orifice Nozzle": 21. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2012.

[151] Brettschneider, J.: Berechnung des Luftverhältnisses λ von Luft-Kraftstoff-Gemischen und des Einflusses von Messfehlern auf λ. In: Bosch Technische Berichte (1979) 6, S. 177–86.

[152] Schommers, J.; Leweux, J.; Betz, T.; Huter, J.; Jutz, B.; Knauel, P.; Renner, G.; Sass, H.: Der neue Vierzylinder-Dieselmotor für Pkw von Mercedes-Benz. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 69 (2008) 12, S. 1000–09.

[153] Bowditch, F. W.: A New Tool for Combustion Research A Quartz Piston Engine. Warrendale, PA 1961.

[154] Vision Research: Ultra High-Speed Family Datasheet.

[155] Vision Research: v1610 / v1210 Spectral Response Chart.

[156] LaVision: Datenblatt High Speed IRO.

[157] HENSEL-VISIT International GmbH: Bedienungsanleitung Ringblitz 3000-XS.

[158] Gordon, S.; McBride, B.: Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions, Rocket Performance, Incident and Reflected Shocks, and Chapman-Jouguet Detonations 1971.

[159] Rossini, F. D.: Selected values of physical and thermodynamic properties of hydrocarbons and related compounds. Comprising the tables of the American Petroleum Institute Research Project 44 extant as of December 31, 1952. Pittsburgh, Penn. 1953.

[160] Huber, K.: Der Wärmeübergang schnellaufender, direkteinspritzender Dieselmotoren. München 1990.

[161] Kabelac, S.; Siemer, M.; Ahrendts, J.: Thermodynamische Stoffdaten für Biogase. In: Forschung im Ingenieurwesen 70 (2005) 1, S. 46–55.

[162] Mie, G.: Beiträge zur Optik trüber Medien, speziell kolloidaler Metallösungen. In: Annalen der Physik 330 (1908) 3, S. 377–445.

[163] Kompenhans, J.; Raffel, M.; Wereley, S. T.; Willert, C. E.: Particle image velocimetry. A practical guide ; with 42 tables, 2. ed. Berlin [u.a.] 2007.

[164] Kosaka, H.; Nishigaki, T.; Kamimoto, T.; Sano, T.; Matsutani, A.; Harada, S.: Simultaneous 2-D Imaging of OH Radicals and Soot in a Diesel Flame by Laser Sheet Techniques: International Congress & Exposition 1996.

[165] Schack A.: Strahlung von leuchtenden Flammen. In: Zeitschrift für technische Physik 1925 10.

[166] Mayer, K.: Pyrometrische Untersuchung der Verbrennung in Motoren mit Common-Rail-Direkteinspritzung mittels einer erweiterten Zwei-Farben-Methode, Zugl.: Karlsruhe, Univ., Diss, 2000. Berlin 2000.

[167] Hottel, H. C.; Broughton, F. P.: Determination of True Temperature and Total Radiation from Luminous Gas Flames. In: Industrial & Engineering Chemistry Analytical Edition 4 (1932) 2, S. 166–75.

[168] Yan, J.; Borman, G. L.: Analysis and In-Cylinder Measurement of Particulate Radint Emissions and Temperature in a Direct Injection Diesel Engine 1988.

[169] Matsui, Y.; Kamimoto, T.; Matsuoka, S.: A Study on the Application of the Two–Color Method to the Measurement of Flame Temperature and Soot Concentration in Diesel Engines 1980.

[170] Zhao, H.; Ladommatos, N.: Optical diagnostics for soot and temperature measurement in diesel engines. In: Progress in Energy and Combustion Science 24 (1998) 3, S. 221–255.

[171] Ladommatos, N.; Zhao, H.: A Guide to Measurement of Flame Temperature and Soot Concentration in Diesel Engines Using the Two-Colour Method Part I: Principles 1994.

[172] Ladommatos, N.; Zhao, H.: A Guide to Measurement of Flame Temperature and Soot Concentration in Diesel Engines Using the Two-Colour Method Part 2: Implementation 1994.

[173] Wirths, M.: Analyse der Erreichbarkeit niedrigster Rohemissionen im Nfz-Dieselmotor mittels optischer Diagnostikmethoden. Garbsen 2013.

[174] Vejražka, J.: PIVsuite 2014.

[175] LaVision GmbH: PIV Image Evaluation.
URL: http://www.piv.de/piv/measurement_principle/page_1.php. Abrufdatum 22.03.2018.

[176] Hielscher, K.; Brauer, M.; Baar, R.: Reduction of soot emissions in diesel engines due to increased air utilization by new spray hole configurations. In: Automotive and Engine Technology 1 (2016) 1-4, S. 69–79.