

Technische Universität München  
Lehrstuhl für Thermodynamik

# **Einspritzdüsenauslegungen und Brennraum- geometrien für ein direkteinspritzendes 2-Ventil-Dieselmotorenverfahren**

**Tobias D. G. Ohrnberger**

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen  
der Technischen Universität München  
zur Erlangung des akademischen Grades eines

**DOKTOR-INGENIEURS**

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister

Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Thomas Sattelmayer  
2. Univ.-Prof. Dr. techn. Helmut Eichlseder  
(Technische Universität Graz/Österreich)

Die Dissertation wurde am 09.09.2009 bei der  
Technischen Universität München eingereicht und durch die  
Fakultät für Maschinenwesen am 25.01.2010 angenommen.



*„Die Technik von heute ist das Brot von morgen –  
die Wissenschaft von heute ist die Technik von morgen.“*

Richard von Weizsäcker, (\*1920)  
dt. Politiker, 1984-94 Bundespräsident



# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Zeitraum zwischen Januar 2006 und Januar 2009 im Rahmen einer Industriepromotion im Zentralbereich Forschung und Vorausbildung der Robert Bosch GmbH am Standort Gerlingen-Schillerhöhe im Großraum Stuttgart.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Thomas Sattelmayer, dem Inhaber des Lehrstuhls für Thermodynamik der Technischen Universität München, für seine wertvollen Anregungen, der stetigen Unterstützung und der Bereitschaft zur Übernahme des Hauptreferats.

Herrn Prof. Dr. techn. Helmut Eichlseder von der TU Graz sei herzlich für die Übernahme des Koreferats mit der damit verbundenen weiten Anreise und Herrn Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister von der TU München für den Promotionsvorsitz gedankt.

Mein weiterer Dank gilt allen Mitarbeitern der Robert Bosch GmbH, die durch Ihre Unterstützung zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben, wobei die Liste derjenigen zu lang ist, um hier vollständig wiedergegeben zu werden. An dieser Stelle seien aber die Kollegen der Abteilung CR/AEE, insbesondere Herr Dr.-Ing. Gerd Bittlinger für die Betreuung seitens der Firma Bosch, Herr Dr. rer. nat. Ronnie Stirn für Rat und Tat bei der Durchführung der LII-Messungen, Herr Dipl.-Ing. (FH) Michael Lippisch für die hilfreiche Unterstützung bei den Simulationsaufgaben, Herr Dipl.-Ing. (FH) Torsten Kunz für die Ausführung von Strahlkraftmessungen und Herr Ralf Köhler hervorgehoben. Herrn Dipl.-Ing. (FH) Jürgen Hilzinger von der Abteilung CR/ARG gilt großes Lob für die konstruktive Umsetzung des Versuchsmotors, durch die die Messungen schadensfrei verliefen und zu einem Vergnügen wurden. Auch bin ich für die gute Zusammenarbeit der Abteilung DS/EDN, namentlich Herrn Dr.-Ing. Frank Stadler und der Abteilung DS/EVL mit Herrn Dipl.-Ing. Christof Nöhre zu Dank verpflichtet.

Abschließend danke ich meinen Eltern für die Unterstützung und das entgegengebrachte Vertrauen vor und während der gesamten Zeit sowie meiner Freundin Daniela wie ebenso allen Freunden für den starken Rückhalt und die nötige Ablenkung neben der Arbeit.

Stuttgart, im Januar 2009

Tobias Ohrnberger



# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen und Abkürzungen .....</b>	<b>III</b>
<b>1 Einleitung und Zielsetzung .....</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Technik.....</b>	<b>6</b>
2.1 Grundlagen des Dieserverfahrens .....	6
2.1.1 Common Rail Einspritzung .....	7
2.1.2 Strahlausbreitung, Sprayverhalten und Gemischbildung .....	8
2.1.3 Zündung und Verbrennung.....	13
2.1.4 Schadstoffbildung.....	14
2.2 2-Ventil-Dieselmotoren.....	23
2.2.1 Beschreibung des Versuchsträgers .....	23
2.2.2 Konzeptbedingte Herausforderungen.....	27
2.3 Dieseleinspritztechnik .....	32
2.3.1 Bauarten von Dieseleinspritzdüsen .....	32
2.3.2 Einfluss von Düsen- und Lochparametern sowie dem Einspritzdruck .....	34
<b>3 Mess- und Analysetechnik.....</b>	<b>40</b>
3.1 Transparentmotor .....	40
3.2 Messtechnische Hilfsmittel – Lasersysteme .....	46
3.2.1 Excimer-Laser .....	46
3.2.2 Neodym-YAG-Laser .....	48
3.3 Optische Messtechniken.....	50
3.3.1 Mie-/LIF-Technik.....	50
3.3.2 Festkörperstrahlung leuchtender Rußpartikel.....	56
3.3.3 Laserinduzierte Inkandescenz .....	58
3.4 Bildauswertemethoden .....	77
3.4.1 Bildvorbereitende Maßnahmen .....	77
3.4.2 Kombination von Mie- und LIF-Bildern.....	79
3.4.3 Qualität der Gemischaufbereitung in tangentialer Richtung.....	80
3.4.4 Qualität der Gemischaufbereitung in radialer Richtung.....	89
<b>4 Experimentelle Untersuchungen .....</b>	<b>95</b>
4.1 Auswahl von Muldenform und -position .....	95
4.2 Einspritzdüsen und Auslegungsstrategien.....	100
4.2.1 Düsen für die injektorzentrisch positionierte $\omega$ -Mulde.....	101
4.2.2 Düsen für die kolbenzentrisch positionierte $\omega$ -Mulde .....	103
4.2.3 Düse für die offene w-Mulde in Zwischenposition.....	108

<b>5 Ergebnisse und Interpretation .....</b>	<b>109</b>
5.1 Injektorzentrisch positionierte $\omega$ -Mulde .....	109
5.1.1 Neigung der Auftreffebene .....	109
5.1.2 Strömungssimulation des Muldenversatzes .....	112
5.1.3 Minimierung der Nadeldesachsierung .....	115
5.2 Kolbenzentrisch positionierte $\omega$ -Mulde .....	120
5.2.1 Zusammenfassung der Flächen- und Volumenauslegung.....	120
5.2.2 Auslegung auf gleiche Bogenlängen am Muldenrand .....	122
5.3 Offene w-Mulde in Zwischenposition .....	135
5.4 Übergreifende Betrachtungen .....	137
5.4.1 Auswirkungen auf die Rohemissionen.....	137
5.4.2 Effizienz der Nacheinspritzung.....	140
<b>6 Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>143</b>
<b>7 Literatur- und Quellenverzeichnis.....</b>	<b>147</b>
<b>A Anhang.....</b>	<b>159</b>

# Formelzeichen und Abkürzungen

<b><u>Formelzeichen</u></b>	<b><u>Einheit</u></b>	<b><u>Bedeutung</u></b>
$A$	[-]	Allgemeiner Faktor
$A_{eff}$	[mm <sup>2</sup> ]	Effektiver Strömungsquerschnitt
$A_{geo}$	[mm <sup>2</sup> ]	Geometrischer Strömungsquerschnitt
$A_K$	[mm <sup>2</sup> ]	Kolbenfläche
$B$	[-]	Allgemeiner Faktor
$b$	[mm]	Breite
$c_u/c_a$	[-]	Drallzahl (Verhältnis Umfangs-/Axialgeschwindigkeit)
$c_W$	[-]	Aerodynamischer Widerstandsbeiwert
$D$	[mm]	Zylinderbohrung
$D_{32}$	[μm]	Sauterdurchmesser
$D_{Dü}$	[mm]	Düsendurchmesser
$D_{Sp,aus}$	[mm]	Durchmesser am Spritzlochaustritt
$D_{Tr}$	[μm]	Tropfendurchmesser
$d$	[mm]	Durchmesser
$d_{aus}$	[mm]	Durchmesser am Bohrungs- oder Muldenaustritt
$d_{ein}$	[mm]	Durchmesser am Bohrungs- oder Muldeneintritt
$E_L$	[mJ]	Energie eines Laserpulses
$F_O$	[N]	Kohäsionskraft
$F_{LW}$	[N]	Aerodynamische Widerstandskraft
$f$	[mm]	Brennweite einer Linse
$f_V$	[-]	Rußvolumenbruch
$h$	[mm]	Höhe
$I$	[counts]	Intensität
$\bar{I}$	[counts]	Mittlere Intensität
$I_0$	[counts]	Einfallende Intensität
$I_{LII}$	[counts]	Intensität des LII-Signals

$I_{max}$	[counts]	Maximale Intensität
$I_p$	[counts]	Intensität eines Bildes
$I_{rad}$	[counts]	Radiale Intensität
$I_{tan}, i$	[counts]	Tangentiale Intensität
$J_{tan}, j$	[counts]	Tangentiale Intensität
$K$	[1/m]	Extinktionskoeffizient
$k$	[-]	Index des Gliedes einer Folge
$k_e$	[-]	Optischer Extinktionskoeffizient
$L$	[mm]	Weglänge
$L_{st}$	[-]	Stöchiometrischer Luftbedarf
$m$	[-]	Brechungsindex
$m_K$	[kg]	Kraftstoffmasse
$m_L$	[kg]	Luftmasse
$m_{L,st}$	[kg]	Stöchiometrische Luftmasse
$n$	[-]	Bildanzahl
$n_M$	[min <sup>-1</sup> ]	Motordrehzahl
$n_P$	[-]	Anzahl der Phasenübergänge
$n_{Sp}$	[-]	Anzahl der Spritzlöcher
$Oh$	[-]	Ohnesorgezahl
$p$	[-]	Bildnummer
$p_{mi}$	[bar]	Indizierter Mitteldruck
$p_{rail}$	[bar]	Raildruck
$p_Z$	[bar]	Zylinderdruck
$Q_{abs}$	[J]	Absorption einfallender Strahlung durch ein Partikel
$Q_{ann}$	[J]	Umstrukturierungsenergie eines Partikels, <i>Annealing</i>
$Q_{cond}$	[J]	Per Wärmeleitung transportierte Energie eines Partikels
$Q_{hyd}$	[cm <sup>3</sup> /60 s @100 bar]	Hydraulischer Durchfluss
$Q_{int}$	[J]	Innere Energie eines Partikels
$Q_{ox}$	[J]	Energie durch Oxidation an der Partikeloberfläche

---

$Q_{rad}$	[J]	Strahlungsenergie eines Partikels
$Q_{sub}$	[J]	Energie für die Sublimation eines Partikels
$R$	[-]	Reflexionsgrad
$Re$	[-]	Reynoldszahl
$R_{ii}$	[counts <sup>2</sup> ]	Autokorrelation von $i(\varphi)$
$R_{ij}$	[counts <sup>2</sup> ]	Kreuzkorrelation zwischen $i(\varphi)$ und $j(\varphi)$
$R_{jj}$	[counts <sup>2</sup> ]	Autokorrelation von $j(\varphi)$
$r$	[mm]	(Kurbel)radius
$r_{Muldenrand}$	[mm]	Radius des Muldenrandes
$s$	[mm]	Kolbenweg
$T$	[K]	Temperatur
$T_{UT}$	[K]	Temperatur im unteren Totpunkt
$T_Z$	[K]	Zylindertemperatur
$t$	[s]	Zeit
$U_{2V}$	[mm]	Umfang aller Ventile eines 2V-Zylinderkopfs
$U_{4V}$	[mm]	Umfang aller Ventile eines 4V-Zylinderkopfs
$V$	[cm <sup>3</sup> ]	Volumen
$V_K$	[mm <sup>3</sup> ]	Kraftstoffvolumen
$V_{OR}$	[cm <sup>3</sup> ]	Volumen im oberen Totpunkt
$V_{UT}$	[cm <sup>3</sup> ]	Volumen im unteren Totpunkt
$V_{rad}^*$	[cm <sup>3</sup> ]	Radial intensitätsgewichtetes Muldenvolumen
$v_{Dü}$	[m/s]	Geschwindigkeit am Düsenaustritt
$v_{rail}$	[m/s]	Geschwindigkeit im Rail
$v_{rel,Tr}$	[m/s]	Relativgeschwindigkeit eines Tropfens
$We$	[-]	Weberzahl
$x, y$	[mm]	Kartesische Koordinaten
$\alpha_K$	[-]	Durchströmzahl
$\alpha_{sa}$	[-]	Streuungs-/Absorptionsverhältnis
$\delta$	[°]	Strahlkegelwinkel
$\varepsilon$	[°]	Verschiebewinkel/düsenbezogener Seitenwinkel (in Kolbenebene projiziert)

$\varepsilon'$	[°]	Muldenbezogener Seitenwinkel (in Kolbenebene proj.)
$\phi$	[-]	Äquivalenzverhältnis
$\phi_L$	[J/cm <sup>2</sup> ]	Laser(energie)fluenz
$\varphi$	[°], [-]	Kurbel-/Seitenwinkel, Reibungsbeiwert
$\eta_{Fl}$	[Pa·s]	Dynamische Viskosität eines Fluids
$\eta_{G,rad}$	[-]	Radiale Güte
$\eta_{G,tan}$	[-]	Tangentiale Güte
$\kappa$	[-]	Adiabatexponent
$\lambda$	[-]	Luftverhältnis
$\lambda_L$	[nm]	Laserwellenlänge
$\lambda_S$	[-]	Schubstangenverhältnis
$ \mathbb{N}^*$	[-]	Menge der natürlichen Zahlen ohne Null
$\nu_{Fl}$	[m <sup>2</sup> /s]	Kinematische Viskosität eines Fluids
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte im Strömungsquerschnitt
$\rho_{Fl}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Fluiddichte
$\rho_G$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Gasdichte
$\rho_S$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte bei isentroper Strömung
$\rho_{ii}$	[-]	Normierte Autokorrelation von $i(\varphi)$
$\rho_{ij}$	[-]	Normierte Kreuzkorrelation von $i(\varphi)$ und $j(\varphi)$
$\sigma$	[counts]	Standardabweichung
$\bar{\sigma}$	[counts/mm <sup>2</sup> ]	(bild)gemittelte Standardabweichung
$\sigma_{Fl}$	[N/m]	Oberflächenspannung eines Fluids
$\tau$	[s]	Zündverzugszeit
$\psi$	[°], [-]	Höhenwinkel, Strahlkontraktion

**Abkürzung****Bedeutung**

2V	2-Ventil
4V	4-Ventil
ABHE	Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung
ABVE	Ansteuerbeginn der Voreinspritzung

---

ADHE	Ansteuerdauer der Haupteinspritzung
ADVE	Ansteuerdauer der Voreinspritzung
AFE	Auftreffebene
AGR	Abgasrückführung
ASP	Arbeitsspiel
C	(Elementarer) Kohlenstoff
CAD	Computer Aided Design
CCD	Charge-Coupled Device
CFD	Computational Fluid Dynamics
CH	CH-Radikal
C <sub>12</sub> H <sub>26</sub>	Dodecan
CMOS	Complementary Metal Oxide Semiconductor
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
CR	Common Rail
DI	Direkteinspritzend
DIN	Deutsches Institut für Normung
EN	Europäische Norm
EU	Europäische Union
FPGA	Field Programmable Gate Array
H <sub>2</sub> O	Wasser
HC	Kohlenwasserstoff
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HE	Haupteinspritzung
HE-Verrundung	Hydroerosive Verrundung
HR	High Reflection
HT	High Transmission
ICCD	Intensified Charge-Coupled Device
ISO	International Organization for Standardization
KrF	Kryptonfluorid
KW	Kurbelwelle
L/D-Verhältnis	Verhältnis von Lochlänge zu Lochdurchmesser
LIF	Laserinduzierte Fluoreszenz
LII	Laserinduzierte Inkandeszenz
Lkw	Lastkraftwagen
N <sub>2</sub>	Molekularer Stickstoff

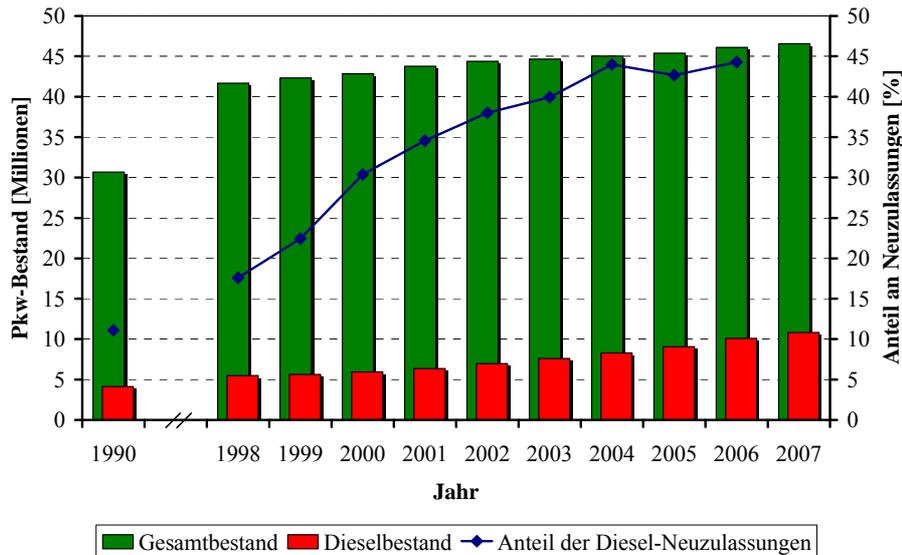
Nd:YAG	Neodym-dotiertes Yttrium-Aluminium-Granat
NeF	Neonfluorid
Nfz	Nutzfahrzeug
NO <sub>x</sub>	Stickoxid
NW	Nockenwelle
O <sub>2</sub>	Molekularer Sauerstoff
OT	Oberer Totpunkt
PAK	Polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
Pkw	Personenkraftwagen
SCR	Selective Catalytic Reduction (Selektive katalytische Reduktion)
SMD	Sauterdurchmesser (Sauter Mean Diameter)
SNR	Selektive NO <sub>x</sub> -Rückführung
VE	Voreinspritzung
VSP	Verbrennungsschwerpunkt
VTG	Variable Turbinengeometrie
Xe <sub>2</sub>	Xenon-Dimer
XeCl	Xenonchlorid
XeF	Xenonfluorid

# 1 Einleitung und Zielsetzung

Im letzten Jahrhundert haben sich Automobile zu den wichtigsten Fortbewegungsmitteln für die individuelle Mobilität entwickelt. Diese wurden und werden noch bis in weite Zukunft überwiegend von Verbrennungsmotoren angetrieben, die sich grob unterschieden anhand des Brennverfahrens in Otto- und Diesellaggregate einteilen lassen.

Gerade in Zeiten der Ressourcenverknappung mit dem damit verbundenen Anstieg der Kraftstoffpreise und der anhaltenden CO<sub>2</sub>-Diskussion ist der Ruf nach verbrauchsarmen Fahrzeugantrieben lauter denn je. Der Dieselmotor hat sein Potenzial in der mittleren und nahen Vergangenheit durch große und kleine Weiterentwicklungen stetig verbessert und besitzt den Vorteil des besseren Gesamtwirkungsgrades gegenüber dem Ottomotor. Eine entscheidende Verbesserung war die Einführung der Direkteinspritzung, die den Verbrauch gegenüber den früher üblichen Vor- und Wirbelkammermotoren nochmals zwischen 5 und 10 % [Bar04], in Extremfällen sogar bis zu 20 % verringerte [Bos04]. Dieser Umbruch wurde für den globalen Pkw-Markt im Herbst 1989 von Audi auf der IAA in Frankfurt durch die Vorstellung des fünfzylindrigen 2,5 Liter TDI Motors in einem Audi 100 eingeleitet, obgleich es schon zuvor einen direkteinspritzenden Dieselmotor in einem Fiat Croma gab, der jedoch nur in Italien erhältlich war. Weiterhin konnte durch die Direkteinspritzung in Kombination mit immer besser werdenden Hochdruckeinspritzsystemen und durch die Entwicklung von Abgasturboladern mit variabler Turbinengeometrie das träge Ansprechverhalten stark verbessert werden. Mittlerweile befinden sich sogar zweistufige Aufladekonzepte auf dem Markt [Mat07], [Ste04]. Neben dem Verbrauchsvorteil von 20 bis 30 % gegenüber dem Ottomotor verfügte der Dieselmotor von nun an auch über höheres Drehmoment, gute Fahrleistungen und Fahrdynamik, was zu hohem Fahrspaß führte [Hen06]. Die Entwicklung neuer Glühkerzen, die die Zeit bis zum Starten des Motors auf ein nicht wahrnehmbares Niveau verkürzten, tat für den komfortableren Serieneinsatz ihr Übriges. Die gestiegene Leistungsdichte ermöglichte dem Dieselmotor nun sogar Erfolge in Motorsportserien, die bislang vom Ottomotor dominiert wurden, was die positive Wahrnehmung des Dieselmotors zusätzlich steigerte. Der wahrscheinlich prominenteste Erfolg ist der Sieg des Audi R8 mit einem Common Rail Dieselmotor mit Dieselmotormanagement von Bosch beim 24-Stunden-Rennen von Le Mans. Wie Abbildung 1-1 verdeutlicht, machte und macht all dies den Dieselmotor für den Pkw-Einsatz immer interessanter und spiegelt sich auch in rasant steigenden Zulassungszahlen wieder.

In jüngerer Vergangenheit rücken aber die von Fahrzeugen hervorgerufenen Emissionen immer mehr ins Interesse. Vor allem in den Städten steigt die Immissionsbelastung für Mensch und Natur. Dabei brachte die Feinstaubdiskussion gerade den Dieselmotor in der öffentlichen Meinung in Verruf, obgleich diese teilweise populistische Züge annimmt und über die tatsächlichen Ursachen der Belastung und effiziente Gegenmaßnahmen geteilte Meinungen herrschen.



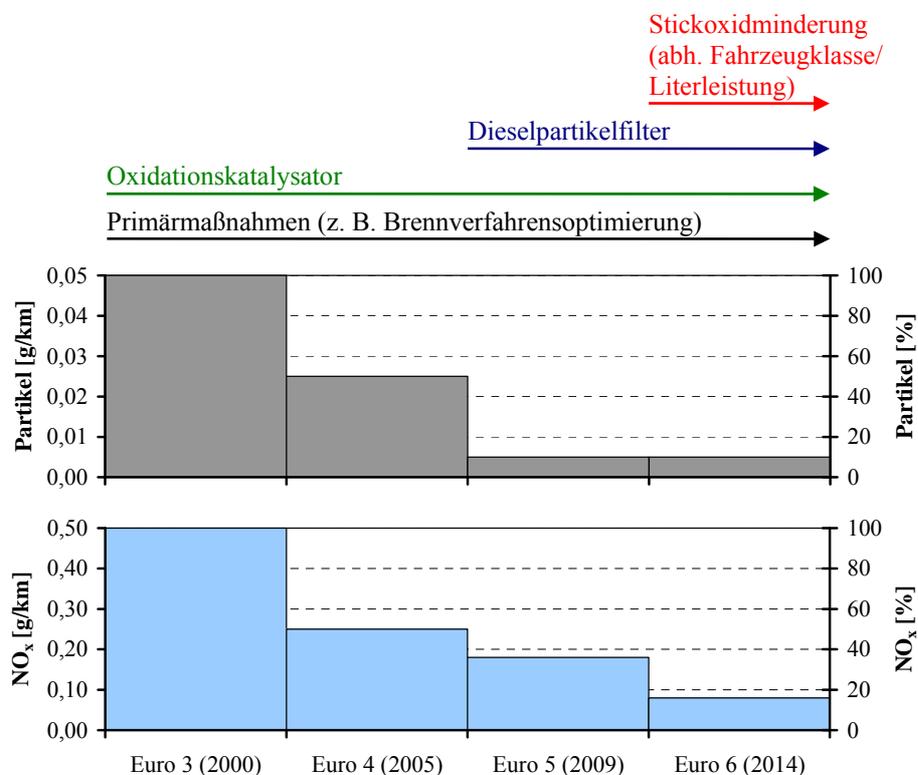
**Abbildung 1-1:** Anteil der Diesel-Pkw am gesamten Fahrzeugbestand und an den Neuzulassungen in Deutschland [Kra08]

Es entspricht durchaus den Tatsachen, dass konventionelle Dieselmotoren ohne weitere Maßnahmen nennenswerte Partikel- und Stickoxidemissionen aufweisen, während zumindest saugrohreinspritzende Ottomotoren bei üblicher Betriebsstrategie von Partikelemissionen praktisch frei sind. Die gegenüber Dieselmotoren erhöhten Stickoxidemissionen können zumindest bei stöchiometrischem Betrieb über einen Dreiwegekatalysator relativ einfach minimiert werden. Um die Emissionen auf ein immer niedrigeres Niveau zu zwingen, werden der Automobilindustrie aktuell durch Euro 5 und die folgenden Normen vom Gesetzgeber zunehmend stringenter Abgasgrenzwerte auferlegt, die sich nach Otto- und Dieselmotoren unterscheiden. Im Detail wird zudem zwischen saugrohreinspritzenden und direkteinspritzenden Ottoverfahren differenziert.

Gerade bei Dieselmotoren sind diese Emissionsgrenzen vorzugsweise und so weit wie möglich durch Primärmaßnahmen einzuhalten. Dazu zählen direkte innermotorische Optimierungsmaßnahmen am Brennverfahren, wie modifizierte Einspritzstrategien, höhere Einspritzdrücke, angepasste Abgasrückführaten, die ihrerseits, soweit zur Verfügung stehend, höhere Ladedrücke erfordern, aber auch neuartige Injektor- und Düsenkonzepte sowie verbesserte Brennraumgeometrien. Eine weitere Möglichkeit, zukünftige Grenzwerte einzuhalten, ist die Verwendung neuer synthetischer Kraftstoffe, wobei diese abseits der Emissionsaspekte keinen wirklichen Ausweg aus der Energiekrise darstellen, da immer mehr sichtbar wird, dass deren Verfügbarkeit in direkter Konkurrenz zur Nahrungsmittelproduktion steht [Ohr05]. Kraftstoffseitig wurden aber schon in der Vergangenheit durch die Einführung des schwefelfreien Kraftstoffs die Emissionen entscheidend verbessert.

Reichen die eben genannten Maßnahmen nicht aus, die Grenzwerte einzuhalten, kommen Sekundärmaßnahmen zum Einsatz und das Abgas wird nach dem Verlassen des Motors im Abgassystem nachbehandelt. Dabei waren Oxidationskatalysatoren schon in der Vergangen-

heit üblich, um die bei Dieselmotoren weniger kritischen unverbrannten Kohlenwasserstoffe und das Kohlenmonoxid zu minimieren. Darüber hinaus bilden Dieselpartikelfilter eine wirkungsvolle Maßnahme zur Minderung der Partikelemissionen und NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysatoren oder SCR-Katalysatoren zur Verringerung der Stickoxidemissionen [Bos04]. Der Dieselpartikelfilter darf ab der Norm Euro 5 als gesetzt betrachtet werden. Systeme zur Stickoxidminderung können abhängig von der Fahrzeugklasse ab Euro 6 möglicherweise erforderlich werden. Es ist innerhalb gewisser Grenzen möglich, die sekundäre Minderung von Partikeln und Stickoxiden auf ein System zu begrenzen, da primärseitig über die Abgasrückführrate ein Trade-Off zwischen beiden Größen besteht. Abbildung 1-2 gibt einen Überblick über die gesetzlichen Verordnungen mit möglichen technischen Maßnahmen:

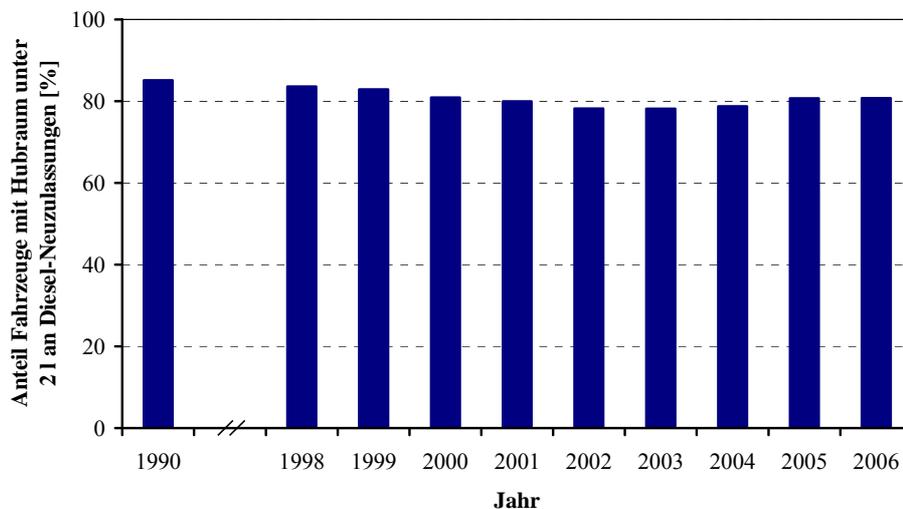


**Abbildung 1-2:** Vorhergehende und zukünftige Abgasgrenzwerte mit Ansätzen zu deren Erfüllung [Eur07]

Im Vordergrund steht jedoch die Vermeidung des Einsatzes sekundärer Abgasnachbehandlungssysteme, da diese die Kosten und den Verbrauch des Fahrzeugs erhöhen [Lac05]. Dies wirkt umso schwerer, da ein im Vergleich zu einem Ottomotor leistungsgleicher Dieselmotor ohnehin teurer ist. Ein Grund dafür liegt in der Notwendigkeit einer stabileren Konstruktion des Motorblocks, da die auftretenden Spitzendrücke höher sind. Außerdem sind die Hochdruckeinspritzsysteme aufwändiger. Auch effiziente Aufladesysteme, Ladeluft- und AGR-Kühlungen erhöhen die Gesamtkosten von Dieselmotoren im Vergleich zu denen von Ottomotoren, da bei letzteren der Einsatz derartiger Komponenten häufig gar nicht erforderlich ist. Seit geraumer Zeit stehen die Zielgrößen Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen im

Vordergrund, wobei auch bei den früher dominierenden Kenngrößen Motorleistung und Leistungsdichte keine Einbußen hingenommen werden [The89]. Vielmehr wurden und werden auch in dieser Hinsicht weiterhin Zugewinne angestrebt. Auch der Ottomotor ruft mit wachsenden Ansprüchen höhere Kosten hervor, jedoch nicht in dem Maß wie ein vergleichbarer Dieselmotor. Daher rückt in der Dieselmotorenentwicklung auch der Kostenaspekt immer mehr ins Zentrum der Überlegungen. Die aktuelle Weltwirtschaftskrise verschärft diese Problematik zusätzlich und es stellt sich die Frage, wodurch eine Kostenreduzierung möglich ist.

Ein wichtiger Ansatzpunkt besteht darin, anstelle eines aufwändigen 4-Ventilkonzepts einen einfachen 2-Ventil-Zylinderkopf zu verwenden, was zu einer merklichen Senkung der Herstellungskosten führt. Ursächlich sind die halbe Anzahl an Ventilen und die nur einzige Nockenwelle. Während in der jüngeren Vergangenheit für den Pkw-Einsatz überwiegend Diesellaggregate mit 4 Ventilen üblich waren, stellen 2-Ventil-Konstruktionen für kleine und mittelgroße Dieselmotoren eine interessante kostenreduzierende Alternative dar. Dies gilt zumindest für moderate Literleistungen bis ca. 55 kW/l und Hubräume bis maximal 2 l. Abbildung 1-3 zeigt, dass diejenigen Dieselmotoren, die zu einem Großteil potenziell für 2V-Technik geeignet sind, sowohl in der Vergangenheit als auch heute noch, einen relativ konstanten Anteil von etwa 80 % einnahmen und einnehmen:



**Abbildung 1-3:** Prozentualer Anteil von Fahrzeugen mit Motoren unter 2 l Hubraum an den neuzugelassenen Diesel-Pkw [Kra07], [Kra08]

Wegen ihrer niedrigeren Kosten erfahren sie durchaus wieder wachsendes Interesse. Allerdings ergeben sich aus dem Konzept technische Herausforderungen, z. B. wird eine optimale Einspritzung, Gemischaufbereitung und Verbrennung schwerer darstellbar, was sich negativ auf die Emissionen auswirken kann. Die Hauptursache liegt darin, dass bei diesen Motorkonzepten für die Einspritztechnik in der Regel nur ein außermittiger und schräger Zugang zum Brennraum möglich ist. Obwohl aktuell auf dem Markt befindliche 2V-Konzepte diesen Problemen nur teilweise begegnen, ist deren Emissions- und Leistungsverhalten als gut einzu-

---

stufen, wobei offen ist, wie groß das noch vorhandene Verbesserungspotenzial ist. Hierfür bildet die Einspritzrüstung in Kombination mit Anpassungen der Brennraumgeometrie den Hauptansatzpunkt.

Um ein besseres Verständnis der komplexen Zusammenhänge bei der Gemischbildung und Verbrennung an einem 2V-Motor zu erlangen, das Einflusspotenzial verschiedener Effekte zu ermitteln und Verbesserungsmaßnahmen näher zu untersuchen, wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit bei der Forschung und Vorausbildung der Robert Bosch GmbH ein entsprechendes 2V-Aggregat als Einzylinder-Transparentmotor mit großzügigen optischen Zugängen aufgebaut. Motorisch werden im Folgenden verschiedene Muldengeometrien auf unterschiedlichen Positionen im Kolben in Kombination mit nach verschiedenen Regeln ausgelegten Einspritzdüsen unter unterschiedlichen Betriebsbedingungen auf ihre Eigenschaften und Brauchbarkeit hin untersucht. Das Ziel besteht darin, die Vorteile eines derartigen einfachen Motorkonzepts zu nutzen, ohne die 2V-typischen Nachteile bei der Gemischbildung und Verbrennung mit ihren negativen Auswirkungen auf Emissionen, Leistungsdichte und Verbrauch in Kauf zu nehmen. Messtechnisch kommen zur Untersuchung der Einspritzung und Gemischaufbereitung ein kombinierter Aufbau aus Mie-Streulicht und laserinduzierter Fluoreszenz zum Einsatz. Da das Mie-Streulicht die Flüssigphase und die laserinduzierte Fluoreszenz die Flüssig- und Dampfphase des eingespritzten Kraftstoffs visualisieren, wird ein bildverarbeitender Algorithmus vorgestellt, der es ermöglicht, Bilddaten beider Messprinzipien zur vereinfachten lokalen Interpretation kompakt in ein Falschfarbenbild zu rekombinieren. Die Analyse der Verbrennung erfolgt durch Hochgeschwindigkeitsaufnahmen des Rußleuchtens. Diese Messtechnik wird zusätzlich durch eine Beleuchtung erweitert, welche die Flüssigphase auch vor dem ersten Auftreten der sichtbaren Verbrennung darstellt. Für alle bislang genannten Messtechniken werden zwei weitere bildverarbeitende Algorithmen entwickelt, die als Rechenergebnis Kennzahlen ausgeben, die die jeweilige motorische Konfiguration quantitativ bewerten. Diese ergänzen in hilfreicher Weise korrespondierende Emissionsmessungen und tragen zu einem fundierten Verständnis der innermotorischen Vorgänge bei. Schließlich wird zur Untersuchung der Rußbildung und Bestimmung der Rußkonzentrationen in diskreten Ebenen die laserinduzierte Inkandescenz herangezogen. Auch sie wird unter realen dieselmotorischen Bedingungen eingesetzt.

## 2 Stand der Technik

### 2.1 Grundlagen des Dieserverfahrens

Das Dieserverfahren wurde von Rudolf Diesel bereits im Jahre 1892 entwickelt. Es kann sowohl als Zweitakt- (z. B. Großmotoren in der Schifffahrt) als auch als Viertaktzyklus (z. B. schnelllaufende kleinere und mittlere Motoren für Kraftfahrzeuge) betrieben werden. Das Dieserverfahren verfügt über einen höheren thermodynamischen Wirkungsgrad als das Ottoverfahren. Während frühere Dieselmotoren mit geteiltem Brennraum als sog. *Vor-* oder *Wirbelkammermotoren* ausgeführt waren, sind heutzutage praktisch nur noch direkt einspritzende Dieselmotoren mit ungeteiltem Brennraum anzutreffen. Weiterhin ist für das Dieserverfahren kennzeichnend:

- *Qualitätsregelung* der Leistung: Die Leistung wird über die Menge des eingespritzten Kraftstoffs geregelt. Hingegen bleibt die Masse der zugeführten Frischluft abhängig vom Ladedruck und sonstigen Fülleffekten immer nahezu gleich. Damit ergeben sich zur Leistungsregelung Ladungsqualitäten unterschiedlicher Luftverhältnisse  $\lambda$ , die üblicherweise größer als 1,1 sind.
- *Einspritzzeitpunkt*: Der Kraftstoff wird über eine oder mehrere Einspritzungen in der Nähe des oberen Totpunktes des Verdichtungstaktes in den Brennraum eingebracht. Die Brennraumtemperaturen können dann auf Grund der hohen Verdichtungsverhältnisse  $\varepsilon$  mehr als 1000 K bei Drücken von über 100 bar betragen. Die Verdichtungsverhältnisse liegen in der Größenordnung  $12 < \varepsilon < 22$ .
- *Selbstzündung*: Beim Dieserverfahren erfolgt die Zündung an Orten geeigneter Gemischzusammensetzung und ausreichend hoher Temperaturen von selbst.

Das weiter oben angesprochene Luftverhältnis  $\lambda$  gibt an, ob ein Brennstoff-Luft-Gemisch bezogen auf das stöchiometrische Luftverhältnis ( $\lambda = 1$ ) Luftüberschuss ( $\lambda > 1$ ) aufweist und damit „mager“ ist oder Luftmangel ( $\lambda < 1$ ) aufweist und damit „fett“ ist. Es ist definiert als:

$$\lambda = \frac{m_L}{m_{L,st}} = \frac{m_L}{m_K \cdot L_{st}} \quad (2.1)$$

Für das Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$  gilt:

$$\varepsilon = \frac{V_{UT}}{V_{OT}} \quad (2.2)$$

In den folgenden Abschnitten soll nun zunächst auf das momentan am häufigsten verwendete Dieseleinspritzsystem, die sog. *Common Rail Einspritzung* näher eingegangen werden, bevor die Strahlausbreitung, das Sprayverhalten und die Gemischbildung beschrieben werden. Anschließend wird die Zündung und Verbrennung weiter erläutert. Schließlich sollen dann die grundlegenden Mechanismen der Schadstoffbildung thematisiert werden.

### 2.1.1 Common Rail Einspritzung

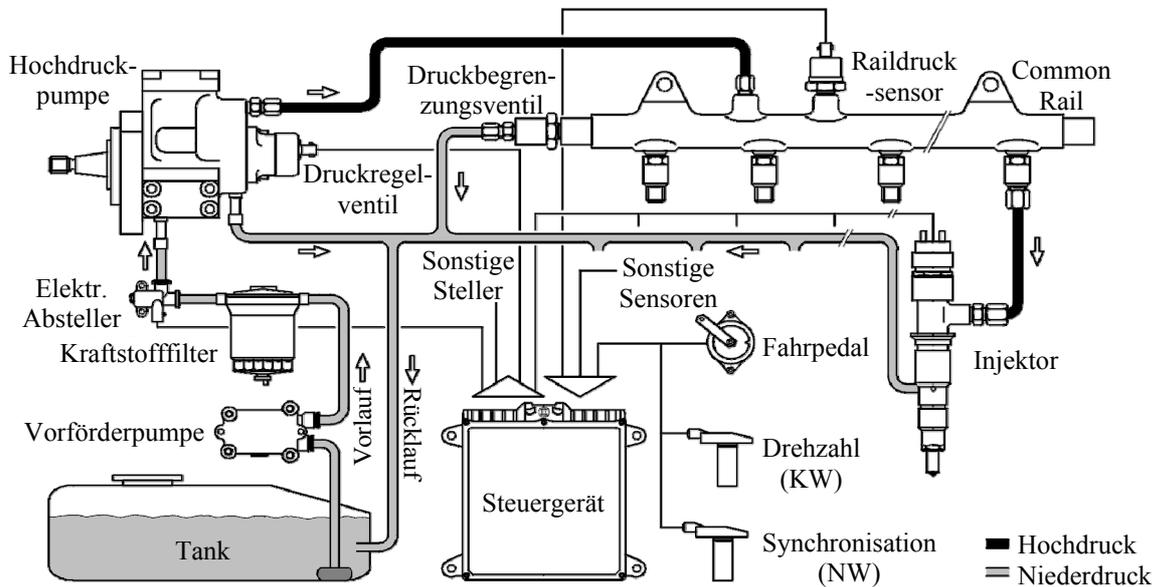
Die Common Rail (CR) Technik ist derzeit das am meisten verbreitete Einspritzsystem in Verbindung mit den heutzutage nur noch üblichen direkt einspritzenden Dieselmotoren.

Kennzeichnend für dieses System ist die Entkopplung von Druckerzeugung und Einspritzung durch ein Speichervolumen [Sch93], [Egg95]. Hierzu wird der Einspritzdruck von einer Hochdruckpumpe in Radialkolbenbauweise erzeugt, in einem meist rohrförmigen Druckbehälter, dem sog. „Common Rail“ gespeichert und von dort aus über Injektoren den einzelnen Zylindern zugeteilt. Die Injektoren werden vom Steuergerät elektrisch angesteuert. Am häufigsten finden Magnetventil-Injektoren Verwendung, wobei neuerdings auch Piezo-Injektoren zum Einsatz kommen. Der Raildruck ist über weite Betriebsbereiche frei wählbar und wird durch das Steuergerät vorgegeben. Die eigentliche Regelung erfolgt über ein am CR verbautes Druckregelventil durch mehr oder weniger starkes Öffnen dieses Ventils und Ablassen von Kraftstoff in den Rücklauf. Auch wird der Raildruck immer häufiger zusätzlich an der Hochdruckpumpe geregelt, was deutlich wirkungsgradoptimaler ist, jedoch wegen längerer Ansprechzeiten und geringerer Präzision nicht die gesamte Regelaufgabe übernehmen kann. Bild 2-1 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines typischen CR Systems für Pkw.

Die CR Technik ermöglicht in weiten und nahezu betriebspunktunabhängigen Bereichen die Variation der Parameter Einspritzdruck, Einspritzdauer und Einspritzzeitpunkt. Als weiterer wichtiger Freiheitsgrad ergibt sich die Möglichkeit, die Anzahl der Einspritzungen eines Arbeitsspiels zu variieren [Bar04]. Somit lässt sich bei der Brennverfahrensoptimierung der Einspritzverlauf sehr genau formen, was große Vorteile im Hinblick auf die Emissions- und Geräuschabsenkung mit sich bringt. Beispielsweise kann über eine oder mehrere Piloteinspritzungen das Verbrennungsgeräusch gemindert werden, danach folgen eine oder mehrere Haupteinspritzungen und schließlich können über eine oder mehrere Nacheinspritzungen die Rußemissionen abgesenkt werden.

Als weiterer Vorteil des CR Systems lässt sich anführen, dass die Düsennadel des Injektors durch den permanent anliegenden Hochdruck mit hydraulischer Unterstützung schließt und somit ein rasches Spritzende gesichert wird. Nachspritzer, die zu erhöhten HC-Emissionen führen würden, werden so minimiert. Weiterhin kann die Hochdruckpumpe mit geringen

Spitzendrehmomenten arbeiten, da sie kontinuierlich den Druck erzeugt. Dies bewirkt eine deutliche Entlastung des Pumpenantriebs [Bos03].



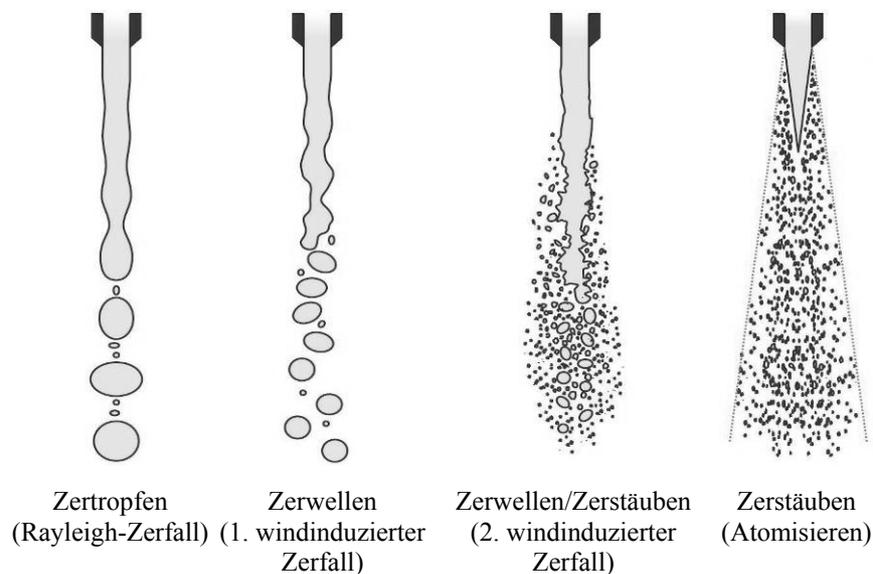
**Abbildung 2-1:** Schematischer Aufbau eines Common Rail Systems für Pkw [Bos99]

### 2.1.2 Strahlausbreitung, Sprayverhalten und Gemischbildung

Die an Dieselmotoren verwendeten Einspritzdüsen gehören zur Kategorie der Druckzerstäuber. Druckzerstäuber sind zumindest prinzipiell relativ einfache Systeme zur Erzeugung eines Sprays, welche darauf beruhen, dass ein Fluid unter Druck durch eine Düse mit hoher Geschwindigkeit austritt. Auf Grund dieser hohen Strömungsgeschwindigkeiten am Düsenaustritt greifen am Fluid entsprechend hohe aerodynamische Kräfte an, die dann hauptverantwortlich die Tropfenbildung bewirken. Ihnen steht beispielsweise der stabilisierende Einfluss der Viskosität gegenüber, der den Tropfenaufbruch verlangsamt. Hieraus wird ersichtlich, dass nicht nur der Zerstäuber selbst, sondern auch andere Parameter, wie etwa die Viskosität und die Geschwindigkeit des zu zerstäubenden Mediums, die Dichte, die Temperatur und die Strömungsgeschwindigkeit des umgebenden Gases, erheblichen Einfluss auf das entstehende Spray ausüben.

Einspritzdüsen, wie sie etwa bei Dieselmotoren verwendet werden, sind üblicherweise Mehrlochdüsen mit rundem Spritzlochquerschnitt. Um die gewünschte Strahlcharakteristik zu erhalten, haben diese speziell gewählte Lochdurchmesser und heutzutage üblicherweise weitere Details wie z. B. Konizitäten oder eine unterschiedlich starke Verrundung am Spritzlocheinlauf. Auch sind neuerdings lochselektive Geometrien möglich, worunter Spritzlöcher un-

terschiedlicher Geometrie innerhalb einer Düse zu verstehen sind. In diesen Spritzlöchern wird ein Fluidstrahl erzeugt, dessen Durchmesser abhängig von der Bohrungsgeometrie der Düse ist. Der Fluidstrahl hat beim Austritt eine Relativgeschwindigkeit zur Luft, die entscheidend für die Art der Tropfenbildung bei diesem sog. *Primärzerfall*<sup>1</sup> ist. Abhängig von dem Betrag dieser Relativgeschwindigkeit, die aus der Druckenergie des Fluids resultiert, lassen sich basierend auf Rayleigh in [Ray78] und den späteren Arbeiten von Ohnesorge in [Ohn36] die Zerfallsformen *Zertropfen* (Rayleigh-Zerfall), *Zerwellen* (1. windinduzierter Zerfall), *Zerwellen/Zerstäuben* (2. windinduzierter Zerfall) und *Zerstäuben* (Atomisieren) unterscheiden:



**Abbildung 2-2:** Primäre Strahlzerfallsmechanismen [Schn03]

Die weitere Unterteilung des windinduzierten Zerfalls in 2 Bereiche wurde von Reitz in [Rei78] vorgenommen.

Im Einzelnen lassen sich diese Mechanismen nach [Lef89] wie folgt charakterisieren:

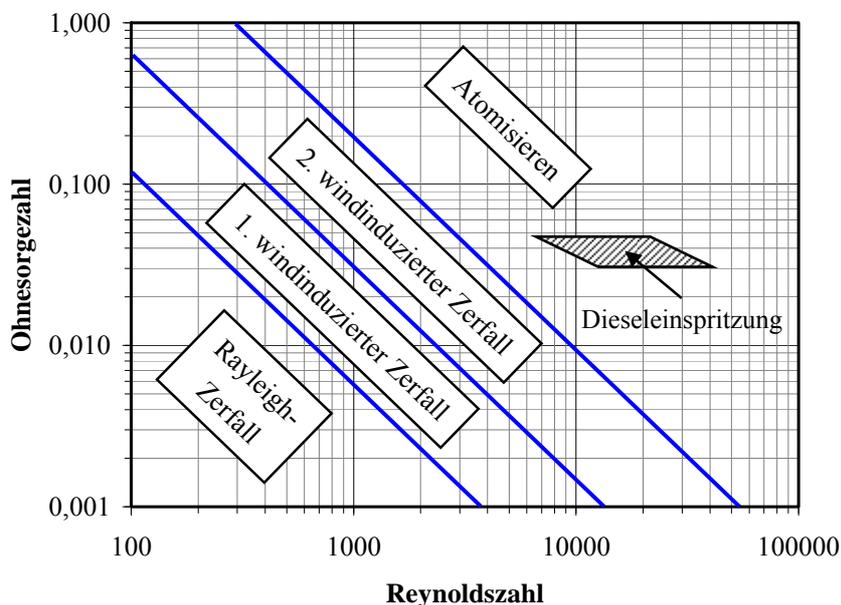
- **Zertropfen (Rayleigh-Zerfall):** Tritt auf, wenn die Relativgeschwindigkeit zwischen Fluid und Umgebungsmedium vernachlässigbar klein ist. Nach Austritt aus der Düse bildet die Oberflächenspannung eine achsensymmetrische Oszillation der Strahloberfläche und Einschnürungen entstehen. Der Strahl bricht an einzelnen Einschnürungen auf und es entstehen polydisperse Tropfen<sup>2</sup>, deren Durchmesser größer als der des ursprünglichen Strahls ist.

<sup>1</sup> Primärzerfall bezeichnet die direkt nach dem Austritt aus dem Spritzloch folgende Tropfenbildung.

<sup>2</sup> Als polydisperse Tropfen bezeichnet man Tropfen von unterschiedlicher Größe. Im Gegensatz dazu wird ein Ensemble von Tropfen oder allgemeiner Teilchen einheitlicher Größe als monodispers bezeichnet.

- **Zerwellen (1. windinduzierter Zerfall):** Bei kleinen Relativgeschwindigkeiten werden Effekte der Oberflächenspannung vergrößert, da aerodynamische Kräfte des Umgebungsmediums eine Druckverteilung aufbauen, die den Strahl wellenförmig einschürt. Die resultierenden Tropfendurchmesser liegen in der Größenordnung des Strahldurchmessers.
- **Zerwellen/Zerstäuben (2. windinduzierter Zerfall):** Steigt die Relativgeschwindigkeit weiter an, so gewinnen die aerodynamischen Kräfte immer mehr an Bedeutung und der Strahl wird sinuswellenartig verformt. Die gebildeten Tropfendurchmesser sind nunmehr kleiner als der Strahldurchmesser.
- **Zerstäuben (Atomisieren):** Der Fluidstrahl reißt direkt am Düsenaustritt auf und der Primärzerfall ist bereits in Düsennähe abgeschlossen. Der Durchmesser der entstehenden Tröpfchen ist erheblich kleiner als der des Strahls. Abgesehen vom Öffnungs- und Schließvorgang liegt dem Betrieb der Injektoren (Druckzerstäuber) eines Dieselmotors dieser Mechanismus zu Grunde.

Die beschriebenen Strahlzerfallsmechanismen sind auch in dem nach Ohnesorge benannten doppelt-logarithmischen Diagramm mit der Reynoldszahl  $Re$  auf der Ordinate und der Ohnesorgezahl  $Oh$  auf der Abszisse ersichtlich:



**Abbildung 2-3:** Ohnesorgediagramm zur Unterteilung der Strahlzerfallsarten in Abhängigkeit der Reynolds- und Ohnesorgezahl [Rei78], [Lef89]

Die Reynoldszahl ist eine wichtige Kenngröße in der Strömungstechnik. Sie stellt das Verhältnis zwischen Trägheits- und Zähigkeitskräften her und gibt an, ob eine Strömung laminar oder turbulent ist. Je größer die Reynoldszahl, desto turbulenter ist die Strömung. Häufig

werden Rohrströmungen mit Reynoldszahlen  $Re < 2320$  als rein laminar, und Strömungen mit  $Re \geq 10000$  als rein turbulent definiert. Zwischen  $2320 \leq Re < 10000$  liegt dann ein Übergangsbereich zwischen den Strömungsformen laminar und turbulent [Mül04]. Allerdings können diese Grenzen je nach Anwendungsfall variieren. Die Reynoldszahl berechnet sich am Düsenaustritt zu:

$$Re = \frac{D_{Dü} \cdot v_{Dü}}{v_{Fl}} = \frac{D_{Dü} \cdot \rho_{Fl} \cdot v_{Dü}}{\eta_{Fl}} \quad (2.3)$$

Für die Ohnesorgezahl  $Oh$ , die die Relation zwischen stabilisierenden Zähigkeits- und destabilisierenden Trägheitskräften unter Berücksichtigung der Oberflächenspannung herstellt, gilt entsprechend:

$$Oh = \frac{\eta_{Fl}}{\sqrt{D_{Dü} \cdot \rho_{Fl} \cdot \sigma_{Fl}}} \quad (2.4)$$

Die Ohnesorgezahl hängt nur von Stoffwerten des zu zerstäubenden Fluids und geometrischen Größen ab. Wie aber anhand Gl. 2.3 und Gl. 2.4 ersichtlich ist, berücksichtigt das Ohnesorgediagramm nicht die Dichte des Mediums, in das eingespritzt wird. Die Trennlinien zwischen den Zerfallsmechanismen, welche hier empirisch positioniert sind, würden sich aber mit zunehmender Gasdichte, da dies zu einer größeren Luftwiderstandskraft und damit zu einem schnelleren Zerfall führen würde, zu kleineren Reynoldszahlen hin verschieben. Daher gibt es noch weitere Darstellungen, die solche Einflüsse berücksichtigen. Auf diese soll hier aber nicht weiter eingegangen werden.

Nach dem Primärzerfall erfolgt, insofern die Relativgeschwindigkeit zwischen den Tröpfchen und dem umgebenden Medium noch ausreichend groß ist, eine weitere Zerteilung auf Grund aerodynamischer Kräfte. Dieser Vorgang wird analog als *Sekundärzerfall* bezeichnet und läuft häufig folgendermaßen ab: Die Tropfen werden unter dem Einfluss der aerodynamischen Kräfte verformt und platten sich ab, so dass sie fast Scheibenform annehmen. In der Mitte kann sich so eine Luftblase bilden, während der Flüssigkeitsring am Rand bestehen bleibt. Schließlich führt dies zum Zerfall in kleinere Tropfen.

Entscheidend für den Sekundärzerfall eines Fluidtröpfchens sind die am Tropfen wirkende Strömungs- und Trägheitskraft, die Oberflächenspannung sowie die Viskosität der Flüssigkeit. Die Zerstäubung erfolgt, wenn die am ursprünglichen Tropfen angreifende aerodynamische Kraft mindestens so groß ist wie seine Kohäsionskraft. Die Kohäsionskraft ist sozusagen die Ursache seiner Oberflächenspannung.

Die aerodynamische Widerstandskraft  $F_{LW}$  eines Tropfens ergibt sich nach [Wie03] zu:

$$F_{LW} = c_w \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_{Tr}^2 \cdot \frac{\rho_G}{2} \cdot v_{rel,Tr}^2 \quad (2.5)$$

Für die Kohäsionskraft  $F_O$  eines Fluidtröpfchens gilt:

$$F_O = \pi \cdot D_{Tr} \cdot \sigma_{Fl} \quad (2.6)$$

Setzt man Gl. 2.5 und Gl. 2.6 ins Verhältnis und formt zu einer dimensionslosen Kenngröße um, so erhält man die Weberzahl  $We$ , eine Kennzahl für den Tröpfchenzerfall eines wenig zähen Fluids, wie z. B. Benzin oder Diesel. Dabei wird neben dem konstanten Vorfaktor, aus Gründen der Einfachheit auch auf den Luftwiderstandsbeiwert  $c_w$  verzichtet, da für Kugelgestalt  $c_w = 24/Re$  gilt und dieser daher bei den vorliegenden Anwendungen wegen  $Re \gg 1$  immer grob in der Größenordnung von eins liegt:

$$We = \frac{D_{Tr} \cdot \rho_G \cdot v_{rel,Tr}^2}{\sigma_{Fl}} \quad (2.7)$$

Für die Praxis wird in [Bar04] als kritische Weberzahl 10 angegeben. D. h. ab dieser tritt Tropfenzerfall ein. [Lef89] unterscheidet je nach äußeren Bedingungen und gibt für einen Tropfen im freien Fall in Luft 22 und für einen plötzlich beschleunigten Tropfen 13 an.

Da das letztendlich entstehende Spray polydispers ist, hat es sich als zweckmäßig erwiesen, für dessen Größencharakterisierung einen Vergleichsdurchmesser heranzuziehen. Im Fall von Kraftstoffsprays ist dies häufig der Sauterdurchmesser (SMD)  $D_{32}$ , der proportional zum Verhältnis von Tropfenvolumen zu Tropfenoberfläche ist:

$$D_{32} = \frac{\sum_{i=1}^n D_{Tr,i}^3}{\sum_{i=1}^n D_{Tr,i}^2} \quad (2.8)$$

Gemäß Gl. 2.8 ist der Sauterdurchmesser also der Durchmesser eines Tröpfchens mit demselben Verhältnis von Volumen zu Oberfläche, wie das Verhältnis von Volumen zu Oberfläche der Tröpfchen des gesamten Sprays. Der Index „32“ bezeichnet lediglich die Potenzen in Zähler und Nenner. Analog gibt es neben dem Sauterdurchmesser noch etliche weitere Vergleichsdurchmesser, die andere Eigenschaften charakterisieren. So ist  $D_{10}$  einfach der arithmetische Mittelwert aller Tröpfchendurchmesser.

Während und nach dem Strahlzerfall erfolgt die Aufwärmphase, in der Wärme von der Gasphase auf die Tröpfchen übertragen wird. Zunächst erwärmt sich vorrangig die Randschicht, es erfolgt weiterer Wärmetransport ins Innere der Tröpfchen und die Temperatur in den Tröpfchen erhöht sich und es setzt schließlich die Verdunstung ein. Um die Tröpfchen herum bildet sich eine Dampfphase aus. Die Tröpfchen nehmen über ihre Oberfläche aus der Umgebung Verdunstungswärme auf, die wärmere Umgebung kühlt ab und die Wärmezufuhr wird erschwert. Folglich wird die Aufheizungsrate geringer und es stellt sich ein quasistationärer Zustand zwischen Wärmetransport in die Tröpfchen und Verdampfung von flüssigem Fluid ein. Allmählich ergibt sich dann eine räumlich homogene Temperatur in den Tröpfchen [War01].

### 2.1.3 Zündung und Verbrennung

Ist schließlich ausreichend Brennstoff in die Gasphase übergegangen, beginnt an Orten geeigneter Gemischzusammensetzung (Luftverhältnis  $\lambda = 0,6 \dots 0,8$  [Sch88]) und ausreichend hoher Temperatur nach Ablauf des chemischen Zündverzugs die Zündung. Der Zündverzug ist beim Dieselmotor definiert als die Zeit zwischen Einspritz- und Verbrennungsbeginn, bzw. in der Praxis zwischen Einspritzbeginn und dem ersten, durch die Verbrennung messbaren Druckanstieg. Er setzt sich zusammen aus dem physikalischen Zündverzug, der die Zeit für die weiter oben beschriebenen Zerstäubungsvorgänge, die Verdampfung und Mischung bis zur Bildung eines zündfähigen Gemischs an einzelnen Stellen erfasst, sowie dem chemischen Zündverzug, der aus Vorreaktionen im Gemisch bis zur Selbstzündung besteht. Hierbei können diese Vorgänge in allen Gemischzonen teilweise gleichzeitig ablaufen.

Während der chemischen Zündverzugszeit werden durch Kettenverzweigungsreaktionen reaktive Radikale gebildet, die anschließend die Ladung zur Zündung veranlassen. Obwohl während des Zündverzugs die wichtigen chemischen Prozesse in Form der Kettenverzweigungen und der Bildung von Radikalen stattfinden, ändert sich die Temperatur abgesehen von dem Einfluss durch Kompression und Expansion nur unmerklich. Wenn ausreichend Radikale vorhanden sind, um einen größeren Teil des Brennstoffs zu verbrauchen, setzt schließlich die Zündung ein. Die zu Grunde liegenden chemischen Elementarreaktionen sind nach dem *Arrhenius-Gesetz* exponentiell vom Kehrwert der Temperatur abhängig. Deshalb gilt dieser Zusammenhang auch ungefähr für die Zündverzugszeit [War01]:

$$\tau \approx A \cdot e^{B/T} \quad (2.9)$$

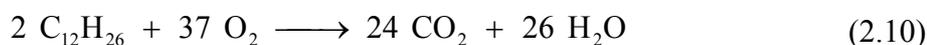
Daher sind für die Zündverzugszeit und den anschließenden Verbrennungsablauf die Einspritzanzahl, -dauern und -zeitpunkte von großer Bedeutung, da durch sie die Bedingungen für den eingebrachten Kraftstoff mit jeder folgenden Einspritzung sukzessive beeinflusst werden. Selbst ohne den die Temperatur vorkonditionierenden Einfluss einer oder mehrerer Vorinspritzungen, bewirken kleine Änderungen des Einspritzzeitpunktes merkliche Temperaturunterschiede.

Grundsätzlich läuft die anschließende dieselmotorische Verbrennung in zwei Phasen ab. In der ersten Phase (sog. *vorgemischte Phase*) wird das während des Zündverzugs gebildete reaktionsfreudige Gemisch schnell umgesetzt. Im Motor zeichnet sie sich durch einen steilen Druckanstieg und schnelle Wärmefreisetzung aus. In der zweiten Phase (sog. *Diffusionsphase*) wird mischungsgesteuert der Brennstoff umgesetzt, der bis zum Ende der ersten Phase noch nicht ausreichend mit Luft gemischt war. In dieser Phase findet der Umsatz zunehmend verzögert statt und endet häufig in einem thermodynamisch ungünstigen Nachbrennen (*Verbrennungsschwanz*). Vor allem die zweite Verbrennungsphase ist für die Rußbildung relevant, wobei ergänzend hinzugefügt werden muss, dass aber je nach Gegebenheiten zwischen 90 und 99 % des gebildeten Rußes wieder oxidiert wird und nur ein geringer Anteil den Brennraum als Rußemission wirklich verlässt [Ohr05].

Detailliertere Beschreibungen des Diesilverfahrens finden sich in zahlreichen Vorlesungsmanuskripten und Fachbüchern wie [Hey88] und [Pis02].

### 2.1.4 Schadstoffbildung

Bei der vollständigen Umsetzung eines stöchiometrischen Gemisches aus Sauerstoff und eines nur auf den Elementen Wasserstoff und Kohlenstoff basierenden Brennstoffs, entstehen lediglich die Produkte Kohlendioxid und Wasser. Gl. 2.10 zeigt dies beispielhaft am System Dodecan/Sauerstoff:



Technische Verbrennungsprozesse laufen jedoch aus verschiedensten Gründen weit entfernt von solchen idealisierten Bedingungen ab. Bei der motorischen Verbrennung sind daher im Abgas als Produkte unvollständiger Oxidation teil- oder unverbrannte Kohlenwasserstoffe und das toxische Kohlenmonoxid enthalten. Weiterhin entstehen als Oxidationsprodukte des Stickstoffs Stickstoffmonoxid und Stickstoffdioxid, zusammengefasst unter dem Begriff Stickoxide. Schließlich stellen Partikel bzw. Ruß eine weitere wichtige Komponente bei Dieselmotoren dar.

Darüber hinaus sind noch weitere Bestandteile vorhanden, deren Komponenten überwiegend nicht aus der Luft, sondern aus dem Kraftstoff stammen. Dies sind z. B. schwefelhaltige Verbindungen. Allerdings sind diese wegen ihren geringen Konzentrationen und ihrem eingeschränkten Gefährdungspotential nicht limitiert. Hingegen sind die Komponenten Kohlenwasserstoffe, Kohlenmonoxid, Stickoxide und Ruß vom Gesetzgeber limitiert und sollen deshalb in ihrer Entstehung nachfolgend genauer beschrieben werden.

Die Emissionsniveaus der einzelnen Bestandteile hängen in hohem Maß von den motorischen Betriebsbedingungen ab.

#### **Kohlenwasserstoffe**

Die Emission von teilverbrannten (Aldehyde, Ketone, Karbonsäuren) oder unverbrannten Kohlenwasserstoffen ist eine Folge der immer mehr oder weniger unvollständigen Verbrennung des überwiegend aus Kohlenwasserstoffen bestehenden Kraftstoffs. Kohlenwasserstoffemissionen werden also nicht im eigentlichen Sinne gebildet.

Kohlenwasserstoffe können in vier Gruppen eingeteilt werden: Die gesättigten Kohlenwasserstoffe (Paraffine) sind nahezu geruchlos und führen zu Schleimhautreizungen. Ab einer Konzentration von 30000 ppm sind sie für den Menschen lebensgefährlich. Die ungesättigten

Kohlenwasserstoffe (Olefine, Azetylene) riechen leicht süßlich und sind zusammen mit Stickoxiden an der Ozonbildung beteiligt. Die aromatischen Kohlenwasserstoffe fallen durch einen stechenden Geruch auf, wirken narkotisch, sind Nervengifte und vor allem krebserregend. Auch die Aldehyde riechen stechend und wirken narkotisch. Sie reizen die Schleimhaut und sind bereits in geringen Konzentrationen für den Menschen lebensgefährlich [Her04].

Grundsätzlich stammen Kohlenwasserstoffe aus Brennraumbereichen, in denen die Verbrennung nicht oder nur unvollständig stattfindet. Dabei unterscheidet man zwischen der Flammenlöschung an der Wand oder in Spalten (*wall-quenching*), der Flammenlöschung durch Streckung (*flame-quenching*) und thermischen Crackreaktionen. Beim *wall-quenching* erlischt die Flamme im Bereich der kalten Brennraumwände auf Grund sinkender Temperaturen. Es können also die Oxidationsreaktionen des Kraftstoffs nicht mehr schnell genug ablaufen. Die Dicke einer solchen Quenchzone liegt üblicherweise im Bereich von 0,1 bis 0,2 mm. In ähnlicher Weise kann es zu einer Flammenlöschung in einem Spalt kommen. Bei Verbrennungsmotoren sind solche Spalten in Form der Feuerstege und des Quetschspalts vorhanden. Für das *flame-quenching* sind lokal zu magere Zonen ursächlich. Diese reagieren vor allem bei niedrigen Temperaturen, also im Teillastbereich, nicht rechtzeitig. Es können aber auch örtlich sehr fette Gemischbereiche, wie sie z. B. beim Auftreffen von Kraftstoffstrahlen an der Wand vorhanden sind, für erhöhte Kohlenwasserstoffemissionen verantwortlich sein. In diesem Fall führt der Sauerstoffmangel lediglich zu thermischen Crackreaktionen des Kraftstoffs und keiner vollständigen Oxidation [Her04], [War01].

Während des Expansionstaktes werden weitere Kohlenwasserstoffe durch Desorption aus dem Schmierfilm an der Zylinderwand freigesetzt [Pis02]. Auch das Einspritzsystem kann durch Eintrag von Kraftstoff aus dem Sacklochvolumen zu einer Erhöhung der Kohlenwasserstoffemissionen beitragen [Mer04].

Wenn genügend Sauerstoff und ausreichend hohe Temperaturen vorhanden sind, verbrennt ein Teil der Kohlenwasserstoffe während der Expansion und während des Ausschlebens im Abgassystem. Deshalb nimmt die Emission von Kohlenwasserstoffen auch bei leichtem Luftüberschuss ein Minimum an [Bar04].

### **Kohlenmonoxid**

Während Kohlenwasserstoffe größtenteils aus Bereichen des Brennraums stammen, die nicht oder nicht richtig an der Verbrennung teilgenommen haben, wird Kohlenmonoxid während der Verbrennung gebildet.

Kohlenmonoxid ist ein farb- und geruchloses Gas. Es ist stark toxisch, da es eine sehr viel größere Affinität zum Blutfarbstoff Hämoglobin als Sauerstoff hat. Damit wird der Sauerstofftransport mit dem Blut verhindert und es kommt zu einer Unterversorgung [Her04].

Prinzipiell wird Kohlenmonoxid in den bei der dieselmotorischen Verbrennung auftretenden örtlich fetten Gemischzonen, also bei Verbrennung unter Luftmangel ( $\lambda < 1$ ), gebildet. Es

erfolgt jedoch abhängig von dem Temperatur- und Sauerstoffangebot eine Nachoxidation während der Expansion, bis es zu ihrem „Einfrieren“ kommt. Insgesamt ist also die Bildung von Kohlenmonoxid stark von der Temperatur anhängig, weshalb die Emission ab  $\lambda > 4$  auf Grund zu niedriger Temperaturen wieder ansteigt [Van03].

Auch kann Kohlenmonoxid aus Dissoziation von Kohlendioxid und Nachreaktionen von unverbrannten Kohlenwasserstoffen entstehen [Pis02].

### **Stickoxide**

Abgase von Verbrennungsmotoren enthalten verschiedene molekulare Bestandteile aus der Gruppe der Oxide des Stickstoffs, die alle unter dem Oberbegriff Stickoxide ( $\text{NO}_x$ ) zusammengefasst werden. Als verbrennungstechnisch relevant gelten dabei das Stickstoffmonoxid (NO), das Stickstoffdioxid ( $\text{NO}_2$ ) und das Distickstoffmonoxid ( $\text{N}_2\text{O}$ ). Letzteres ist auch bekannt als Lachgas. Bei den meisten Verbrennungsprozessen hat NO den mit Abstand größten Anteil, wobei gerade bei Dieselmotoren auch  $\text{NO}_2$  bis zu 30 % am Gesamtausstoß ausmachen kann. Bei Ottomotoren beträgt es je nach Luftverhältnis zwischen 1 und 10 % [Hey88]. Davon abgesehen sind noch sechs weitere Stickoxide bekannt, nämlich das  $\text{NO}_3$  und fünf der Formel  $\text{N}_2\text{O}_x$  mit  $x = 2, 3, 4, 5, 6$  [Fal01].

Während der motorischen Verbrennung wird hauptsächlich NO gebildet.  $\text{NO}_2$  und  $\text{N}_2\text{O}$  entstehen erst durch weitere Reaktionen unter niedrigeren Temperaturen bei der Abgasnachbehandlung oder in der Umwelt [Fun01]. Gerade durch längeres Verweilen unter atmosphärischen Bedingungen wird NO fast vollständig in  $\text{NO}_2$  umgewandelt [Krü96]. Stickoxide begünstigen in der Troposphäre die Bildung von bodennahem Ozon und photochemischem Smog. Außerdem besteht in Kombination mit Wasser die Gefahr von Säurebildung. Sowohl das farblose NO, als auch das rot-braune  $\text{NO}_2$  mit seinem stechenden Geruch beeinträchtigen beim Menschen durch Schleimhautreizung die Lungenfunktion [Mor07].

Die meisten Schadstoffe im Abgas von Verbrennungsmotoren entstehen aus Kraftstoffbestandteilen. Im Gegensatz dazu kann das bei den Stickoxiden überwiegende NO sowohl aus dem im Kraftstoff enthaltenen Stickstoff als auch aus dem Stickstoff der Luft gebildet werden, wobei nur letzteres entscheidenden Anteil hat. Es gibt drei für die Bildung verantwortliche Hauptreaktionsmechanismen [Gla08] und nach [War01] einen vierten, der zunächst über den Umweg des  $\text{N}_2\text{O}$  verläuft:

- Thermisches oder Zeldovich-NO: Der größte Anteil an NO in Verbrennungsmotoren entsteht nach diesem Mechanismus. Er umfasst die folgenden tatsächlich ablaufenden Reaktionen (Elementarreaktionen):





Die Reaktionen in Gl. 2.12 und 2.13 gehen auf Zeldovich in [Zel46] zurück. Der Mechanismus wurde später um Gl. 2.14 erweitert [Lav70]. Deshalb wird er auch als der sog. erweiterte Zeldovich-Mechanismus bezeichnet. Der Begriff thermisches NO leitet sich daraus ab, dass Gl. 2.12, um hohe Reaktionsraten zu erreichen, wegen der Dreifachbindung des  $\text{N}_2$ -Moleküls eine hohe Aktivierungsenergie und damit hohe Temperaturen erfordert [War01]. Diese Reaktion ist verglichen mit der Verbrennung relativ langsam. Deshalb läuft die NO-Bildung wegen der kurzen Verweilzeit größtenteils nicht in der dünnen Flammenfront, sondern dahinter im verbrannten Gemisch bei Temperaturen oberhalb von etwa 2000 K ab. Auch hängt die NO-Bildung entscheidend vom Luftverhältnis ab. Daher werden im Motor die größten NO-Konzentrationen nicht bei der höchsten adiabaten Flammentemperatur ( $\lambda = 0,95$ ), sondern bei leicht mageren Bedingungen ( $\lambda = 1,1$ ) erreicht, da neben hohen Temperaturen auch in ausreichendem Maß Sauerstoff vorhanden sein muss [Bar04]. Durch die langsame Reaktion wird während der Verbrennung kein chemisches Gleichgewicht bei der jeweiligen Temperatur zwischen Hin- und Rückreaktion erreicht, sondern die tatsächliche Konzentration bleibt stattdessen darunter. Daher dominiert die Hinreaktion. Während der Expansion fallen die Gastemperaturen sehr schnell und die NO-Konzentrationen liegen oberhalb des Gleichgewichts. Nun gewinnt die Rückreaktion an Einfluss und ein Teil des NO wird wieder zurückgebildet. Allerdings kommen diese Reaktionen unterhalb von 2000 K zum Erliegen und ein Großteil des einmal gebildeten NO bleibt erhalten [Fis05], [Hey88].

- Promptes oder Fenimore-NO: Der Reaktionsmechanismus, der zu der Bildung von promptem NO führt, wurde zum ersten Mal von Fenimore in [Fen78] beschrieben. Promptes oder Fenimore-NO wird in der Flammenfront einer kraftstoffreichen Verbrennung von Kohlenwasserstoffen gebildet. Dabei reagiert das CH-Radikal als Zwischenprodukt mit atmosphärischem Stickstoff zu Blausäure (HCN) und atomarem Stickstoff, welche dann auf vielen Reaktionspfaden schnell zu NO weiterreagieren.

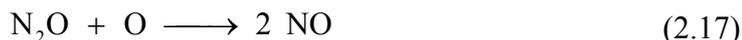


Diese Reaktion wird als prompt bezeichnet, da der erste Reaktionsschritt, verglichen mit der Bildung von thermischem NO, sehr viel schneller ist. Außerdem benötigt er nur etwa ein Drittel der Aktivierungsenergie. Daher wird es bereits ab Temperaturen um 1000 K gebildet. Die prompte Bildung von NO macht vor allem bei fetter vorgemischter Verbrennung und Diffusionsverbrennung einen nennenswerten Anteil am gesamten NO aus. Bei der Diffusionsverbrennung kann dieser Anteil in Extremfällen bis zu 50 % ausmachen [Bow92]. Bei der Diffusionsverbrennung in einem konventionell betriebenen Dieselmotor beträgt der Anteil des prompten NO etwa 5 bis 10 % [Mer99].

- Aus dem Brennstoff gebildetes NO: Auch der im Kraftstoff chemisch gebundene Stickstoff kann zur Bildung von NO beitragen. Der Reaktionspfad ähnelt dem der Bildung des prompten NO und geschieht in der Flammenfront über die Bildung von Ammoniak (NH<sub>3</sub>), dem CN-Radikal und Blausäure (HCN) [Bow92]. Diese Vorgänge laufen sehr schnell und mit einer ähnlichen Geschwindigkeit wie die Reaktionen der Verbrennung ab. Die Konvertierungsrate von im Kraftstoff gebundenem Stickstoff zu NO ist sehr hoch und beträgt für stöchiometrische und magere Bedingungen fast 100 %. Unter fetten Bedingungen ist sie geringer. Allerdings beträgt der Anteil von Stickstoffkomponenten in typischen, aus Rohöl gewonnenen Kraftstoffen unter 0,1 %. Daher kann der Einfluss auf die Stickoxidemissionen vernachlässigt werden [Hey88], [Wen06].
- Über Distickstoffoxid erzeugtes NO: Ähnlich der thermischen NO-Bildung greift atomarer Sauerstoff molekularen Stickstoff an. Bei diesem Reaktionsweg wirkt jedoch zur Stabilisierung ein weiteres Molekül M ein [Wol72]:



Die NO-Bildung erfolgt anschließend durch Oxidation des N<sub>2</sub>O [Mal74]:



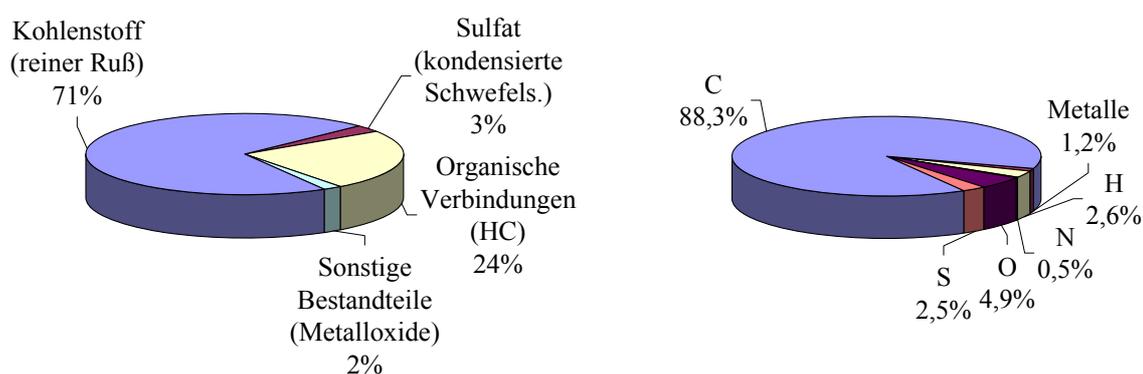
Dieser Bildungsweg trägt nur dann signifikant zur NO Bildung bei, wenn die Randbedingungen kaum eine thermische oder prompte Generierung zulassen. Das ist dann der Fall, wenn die Temperaturen niedrig sind oder magere Bedingungen die Bildung von CH-Radikalen erschweren. Da N<sub>2</sub>O nur in einer Dreierstoß-Reaktion gebildet wird, läuft dieser Mechanismus verstärkt bei hohen Drücken ab. Außerdem wird nur eine niedrige Aktivierungsenergie von 97 kJ/mol benötigt, weshalb auch niedrige Temperaturen diese Reaktion nicht so stark einbremsen [War01]. Dieser Bildungsweg ist daher vor allem bei magerer vorgemischter Verbrennung, wie sie in Gasturbinen oder bei der homogenen Dieselerbrennung anzutreffen ist, die überwiegende Quelle [Cor92].

Zusammenfassend bleibt für den dieselmotorischen Anwendungsfall nochmals festzuhalten, dass die NO<sub>x</sub>-Bildung erheblich von der Temperatur sowie dem sich aus dem Luftverhältnis  $\lambda$  ergebenden Sauerstoffangebot abhängt und bei deren Zunahme begünstigt wird. Weiterhin sind die zur Verfügung stehende Zeit und der Druck zu nennen, auf die jedoch die Einflussmöglichkeiten beschränkt sind. Ein entscheidender Ansatzpunkt ist daher die Qualität der bis zum Brennbeginn erreichten Gemischaufbereitung. Eine bessere Mischungsgüte verringert die Stickoxidbildung, wenn das Gemisch lokal so mager ist, dass Temperaturspitzen vermieden werden. Eine ungleichmäßigere fördert sie entsprechend. Da dies in der Praxis jedoch nur schwer in ausreichendem Maß dargestellt werden kann, ist eine wirksame Maßnahme, die Stickoxidbildung zu reduzieren, die Applikation einer Abgasrückführung, da hierdurch neben einer Verringerung des Sauerstoffangebots vor allem die Verbrennungstemperaturen gemindert werden. Dies gilt insbesondere für die Bildung von thermischem NO.

## Partikel und Ruß

Grundsätzlich ist „Partikel“ ein Überbegriff für alle festen oder flüssigen Teilchen, die mit dem Abgasstrom getragen werden. Wie Abbildung 2-4 zu entnehmen ist, sind in denjenigen Partikeln, die aus der dieselmotorischen Verbrennung stammen, neben Ruß (> 70 %) noch organische Verbindungen (z. B. unverbrannte Kohlenwasserstoffe aus dem Kraftstoff und dem Schmieröl), Sulfate, die aus dem Schwefel im Kraftstoff resultieren und in erster Linie als kondensierte Schwefelsäure vorliegen sowie sonstige Bestandteile (überwiegend Metalloxide, aber auch in geringem Umfang Nitrate und Aschen) enthalten [Kli96]. Bei Betrachtung der elementaren Zusammensetzung ist erwartungsgemäß Kohlenstoff mit ca. 88 % der Gesamtmasse das vorwiegende Element, gefolgt von Sauerstoff, Wasserstoff, Schwefel, dem totalen Metallgehalt und Stickstoff [Sne99].

Per Definition werden als Partikel aber nur alle Abgasbestandteile bezeichnet, die bei einer maximalen Temperatur von 52 °C auf einem definierten Filter abgeschieden werden. Das Abgas wird dazu mit gereinigter Luft verdünnt und durch einen Filter gesaugt. Anschließend wird der Filter durch Trocknung konditioniert, bei 225 °C ausgeheizt und durch Auswiegen die Partikelmasse als Differenz zwischen der Masse des leeren und des beladenen Filters ermittelt. Dies sagt aus, dass nicht die Zusammensetzung, sondern ausschließlich die Masse der Partikel ausschlaggebend ist [Lie05]. Ebenso bleibt die Partikelgrößenverteilung und -anzahl vollkommen unberücksichtigt. Kleinere Partikel tragen wegen der Proportionalität der Masse zur dritten Potenz des Durchmessers, im Gegensatz zu größeren Partikeln, weniger zum Messergebnis bei.

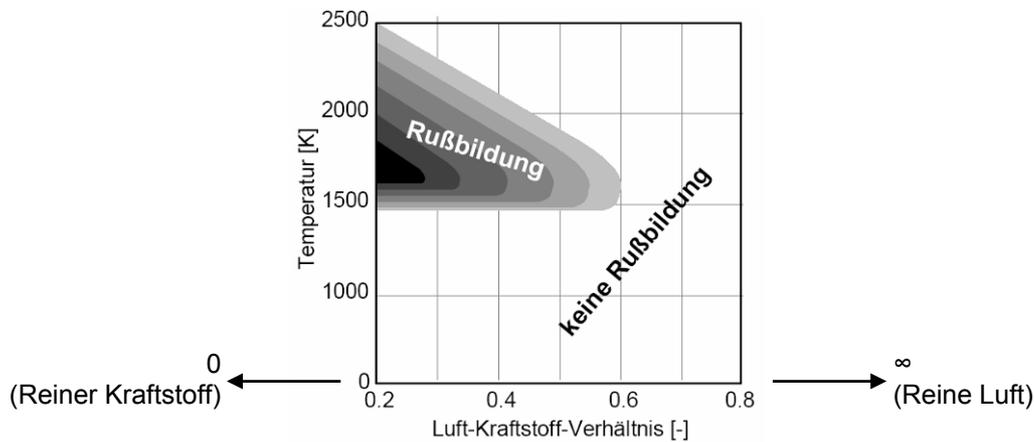


**Abbildung 2-4:** Materialzusammensetzung (links) und elementare Zusammensetzung (rechts) von typischen Dieselpartikeln in Massenprozent nach [Kli96], [Sne99]

Eine Gefahr für den Menschen kann dann von Partikeln ausgehen, wenn eine Deposition in der Lunge, genauer gesagt in den Alveolen (Lungenbläschen), stattfindet. Die Wahrscheinlichkeit für eine Deposition hängt stark vom Durchmesser, genauer gesagt vom Mobilitätsdurchmesser ab, der ein Vergleichsdurchmesser für die selten kugelförmigen Partikel ist. Eine genaue Definition des Mobilitätsdurchmessers findet sich z. B. in [Hin99], [Ohr05]. Die De-

positionswahrscheinlichkeit steigt unterhalb eines Durchmessers von 200 nm geradezu sprunghaft an, nimmt ab 100 nm das Dreifache des Werts über 200 nm an und bleibt dann fast konstant [Kit99]. Über die tatsächlich bei einer Deposition im Menschen auftretenden Wirkmechanismen und das letztendliche Schädigungspotenzial herrschen geteilte Meinungen. Nähere Informationen finden sich u. a. in [Don98], [Pet97]. Neben der Immissionswirkung auf den Menschen, können auch Effekte auf die Umwelt und das Klima nicht gänzlich ausgeschlossen werden, wie beispielsweise in [Jac02] beschrieben wird.

Die Rußpartikelentstehung selbst wird durch die Rußbildung eingeleitet. Ähnlich dem Kohlenmonoxid ist Ruß ein Produkt unvollständiger Verbrennung und entsteht, wenn Brennstoff in eine Umgebung relativ hoher Temperatur (zwischen 1400 und 2500 K) mit geringem Sauerstoffangebot gelangt. Abbildung 2-5 zeigt die sich dadurch ergebenden Rußbildungsgrenzen:



**Abbildung 2-5:** Rußbildungsgrenzen in Abhängigkeit vom Luftverhältnis und der Temperatur [Kub01]

Zur Beschreibung der Rußbildung gibt es unterschiedliche Modelle. Schon Gaydon beschreibt in [Gay74] bis zu fünf verschiedene Ansätze. Zwei der bekanntesten Modelle sind die Polyzyklen- oder Acetylen-Hypothese, welche auch die wahrscheinlichste ist und sich weitgehend durchgesetzt hat, sowie die Elementarkohlenstoff-Hypothese.

Bei der Bildung von Ruß nach der Polyzyklen- oder Acetylen-Hypothese spielen die teilweise kanzerogenen polyzyklischen Kohlenwasserstoffe, welche die wichtigste Klasse der höheren Kohlenwasserstoffe darstellen, eine wichtige Vorläuferrolle. Diese werden in der Flammenfront aus kleinen Kohlenwasserstoff-Bausteinen ( $C_1$ - und  $C_2$ -Verbindungen) zusammengesetzt, die zuvor durch vollkommenen Abbau des Brennstoffs in der Flammenfront entstanden sind. Der wichtigste dieser Bausteine ist das Acetylen ( $C_2H_2$ ), das in fetten Flammen in ziemlich hohen Konzentrationen gebildet wird [War01].

Durch Untersuchungen an Methan-Sauerstoff-Flammen wurde festgestellt, dass die Acetylenbildung mit fallendem Luftverhältnis  $\lambda$ , d. h. mit fetter werdender Verbrennung, exponentiell zunimmt [Wag79]. Hierdurch erklärt sich auch die Rußzunahme mit fetterer Verbren-

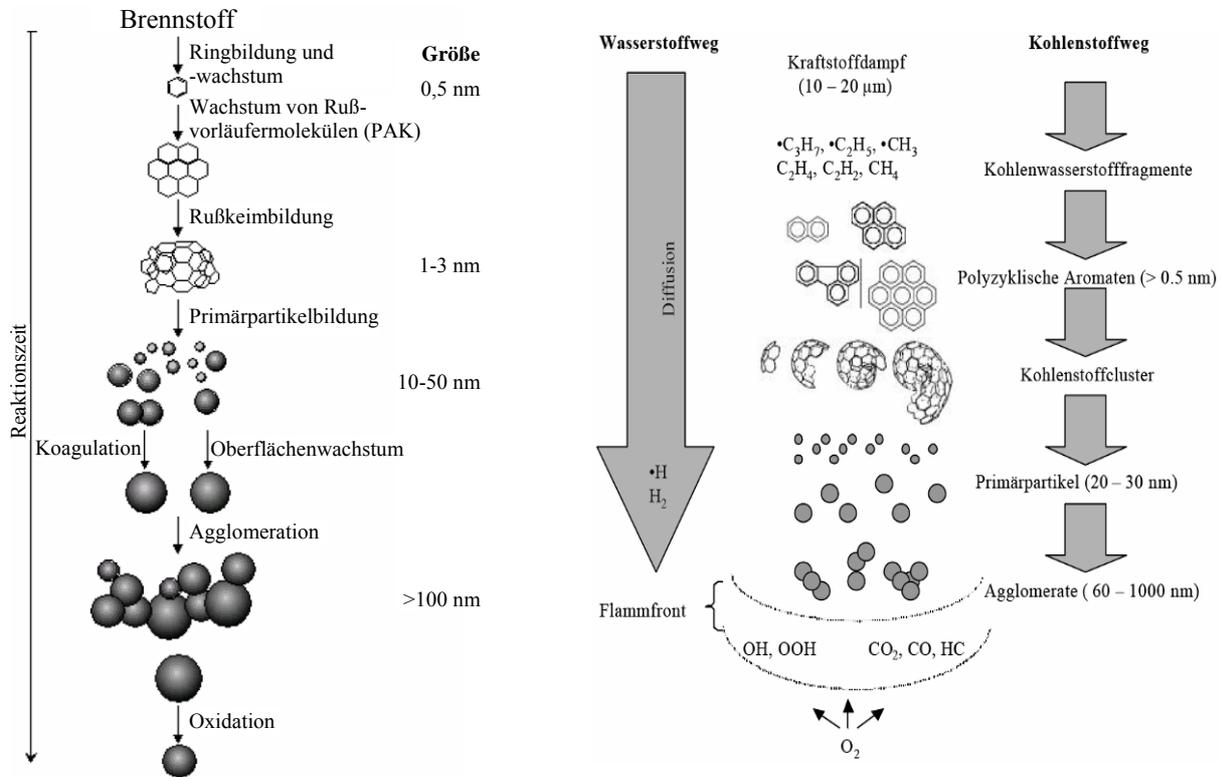
nung. Dieses  $C_2H_2$  reagiert dann mit CH oder  $CH_2$  zu  $C_3H_3$ , welches nun mit sich selbst zu  $C_6H_6$  reagiert. Hieraus entstehen schließlich die aromatischen Ringstrukturen, indem durch Rekombination und Umlagerung der erste Ring gebildet wird. Durch Wasserstoffabspaltung und weitere Anlagerung von  $C_2H_2$  können nunmehr weitere Ringe entstehen [Alk89], [Boc94], [Fre90]. Ruß entsteht dann aus dem Weiterwachsen dieser polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffe.

Die molaren Massen der Spezies, aus denen der Ruß besteht, unterliegen einer logarithmisch-normalen Verteilung, weshalb Ruß nur schwer als einheitliche chemische Spezies charakterisiert werden kann. Man kann aber sagen, dass frischer Ruß, der nach diesem Bildungsmechanismus entstanden ist, aus Polyaromaten mit Seitenketten mit einem molaren Verhältnis von H zu C von ungefähr eins besteht. Nach Alterung durch Ausheizen ergeben sich graphitähnliche kohlenstoffreichere Versionen [War01]. Die Nuklei haben dann eine Größe von 2 bis 10 nm, sind meist sphärisch und recht dicht. Aus ihnen werden dann die so genannten Primärpartikel mit Durchmessern von 10 bis 80 nm gebildet.

Die Elementarkohlenstoff-Hypothese hingegen geht davon aus, dass zunächst Wasserstoff aus einer Kohlenwasserstoffwolke dissoziiert. Dieser diffundiert dann auf Grund des kleineren Durchmessers und seiner geringen Masse etwa zehnmal schneller zur sauerstoffhaltigen Umgebung als Kohlenstoff oder Kohlenwasserstoffreste und reagiert dort schneller mit dem Sauerstoff. Die Kohlenwasserstoffe dehydrieren daher rasch und es bleiben Kohlenstoffatome oder Kohlenwasserstoffradikale übrig. Die Kohlenstoffatome schließen sich über ihre vier Valenzelektronen mit sich selbst oder mit den Kohlenwasserstoffradikalen rasch zu Clustern zusammen und bilden damit Primärpartikel, die anschließend in der Zeit von Millisekunden zu typischen Partikelgrößen um 10 nm anwachsen. Die Kohlenwasserstoffradikale hingegen bilden größere Moleküle, nämlich die schon von der Acetylen-Hypothese bekannten polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffe. Diese lagern sich speziell während der Expansionsphase und vorrangig an die Primärpartikel adsorptiv an. Partikel aus der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen sind daher immer durch einen festen, hauptsächlich aus elementarem Kohlenstoff bestehenden Kern mit einer Beschichtung aus polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffen gekennzeichnet [Bec03], [Rot06].

Abbildung 2-6 fasst beide Bildungsmechanismen zusammen. Es wird weiterhin ersichtlich, wie bei der Polyzyklen-Hypothese aus einem Großteil der gebildeten Primärpartikel entweder durch Koagulation oder durch Oberflächenwachstum und anschließend durch Agglomeration Partikel von teilweise über 100 nm entstehen. Oberflächenwachstum erfolgt durch die weitere Anlagerung von Acetylen. Daraus geht auch hervor, weshalb das Acetylen, das vor allem in fetten Bereichen in hohen Konzentrationen auftritt, so eine enorm wichtige Rolle spielt. Denn es gilt nicht nur als wichtigste Vorstufe der polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffe, sondern es bildet auch mit ihnen zusammen die Kohlenstoffquelle bei den späteren Wachstumsreaktionen an der Rußoberfläche. Durch Adsorption parallel entstandener polyzyklischer aromatischer Kohlenwasserstoffe an der porösen Oberfläche der Primärpartikel und anschlie-

Bender Agglomeration der Partikel entstehen bei der Elementarkohlenstoff-Hypothese ebenfalls größere kettenförmige Gebilde [Raa03].



**Abbildung 2-6:** Phasen der Rußbildung nach der Polyzyklen- oder Acetylen- (links) und nach der Elementarkohlenstoff-Hypothese (rechts) [Bec03], [Boc94]

Auch verlässt nur ein geringer Teil des während der Verbrennung gebildeten Rußes den Brennraum, da mit der Rußbildung auch gleichzeitig die Rußoxidation einsetzt. Messungen mit einem schnellen Gasentnahmeventil haben gezeigt, dass ca. 96 % der maximal entstandenen Rußmasse während des Arbeitstaktes im Brennraum wieder oxidiert wird [Pis00], [Wöl94]. In der Literatur sind aber auch davon abweichende Werte im Bereich von 85 bis 99,9 % zu finden [Hen95], [Mer04]. Sowohl die Geschwindigkeiten der die Rußbildung einleitenden Reaktionen als auch die der Oxidationsreaktionen sind stark von Druck, Temperatur und vom Luftverhältnis abhängig und stehen zueinander in Konkurrenz. So ist bei hohen Temperaturen und geringem Sauerstoffangebot (kleine Luftverhältnisse) die Geschwindigkeit der die Rußbildung einleitenden Reaktionen größer als die der Oxidationsreaktionen. Es wird also mehr Ruß gebildet als verbrannt und damit Ruß emittiert. Bei hohen Temperaturen und großen Luftverhältnissen hingegen ist die Oxidationsgeschwindigkeit größer. Der Ruß kann daher nachträglich verbrannt werden [Mun03]. Obwohl in geringerem Maße, werden natürlich auch hier Rußpartikel emittiert.

## 2.2 2-Ventil-Dieselmotoren

Gegenstand der folgenden Abschnitte soll der verwendete Versuchsträger sein. Dabei werden zunächst dessen wichtigste Eckdaten vorgestellt und seine besonderen Eigenschaften beschrieben. Diese Eigenschaften sind teilweise auf den verwendeten Versuchsträger beschränkt, jedoch zum größeren Teil ganz typisch für 2V-Konzepte. Da nicht speziell der als Versuchsträger gewählte Motor, sondern allgemein die innermotorische Thematik der 2V-Aggregate Schwerpunkt dieser Arbeit sein soll, werden im Anschluss die allgemeingültigen Merkmale aufgegriffen, die besonderen Herausforderungen beschrieben und passende Lösungsansätze diskutiert.

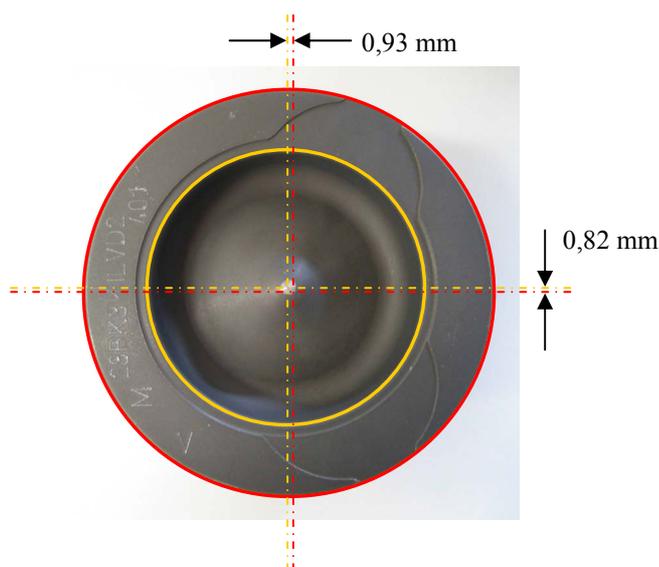
### 2.2.1 Beschreibung des Versuchsträgers

Der Versuchsträger ist ein Serien-Dieselmotor mit 1,5 l Hubraum, Direkteinspritzung und 2 Ventilen. Er wird schon seit mehreren Jahren in verschiedenen Ausführungen in unterschiedlichen Fahrzeugen verbaut. Die Veränderungen im Laufe seiner Entwicklungsstufen liegen dabei hauptsächlich in der Emissionsklasse, der Leistung, dem Drehmoment sowie dem Einspritzsystem hinsichtlich Druck, Düse und Systemlieferant. Weiterhin ergaben sich Änderungen des Verdichtungsverhältnisses, der Kolbenmuldenexzentrizität und -form sowie kleinere Veränderungen am Zylinderkopf. Hingegen blieben das Hub-/Bohrungsverhältnis sowie der Hubraum immer unverändert. Die wichtigsten Details dieser einzelnen Entwicklungsstufen gibt Tabelle A-1, die sich im Anhang befindet, wieder. Weitere Eckdaten können auch Tabelle 2-1 entnommen werden.

Im Rahmen dieser Dissertation wurde die aktuellste Version des Motors als Versuchsträger gewählt, die im Pkw-Einsatz die Abgasnorm EU 4 erfüllt und 78 kW leistet. Sie weist im Vergleich zu den Vorgängerversionen die einschneidendsten Veränderungen auf.

So wurde erstmals ein Einspritzsystem mit einem piezoelektrischen Injektor verwendet. Er ist mit einer 6-Loch-Düse kombiniert. Der Systemdruck beträgt abhängig von den Betriebsbedingungen bis zu 1600 bar. Die Druckregelung erfolgt sowohl mittels einer Durchsatzregelung an der Hochdruckpumpe selbst, als auch durch einen Druckregler am Common Rail, der über Ablassen von Kraftstoff den Einspritzdruck entsprechend regelt. Der Vorteil der Regelung an der Pumpe liegt in einem höheren Wirkungsgrad, da nicht so viel Kraftstoff unnötig verdichtet wird, wie bei der Regelung über das Ablassventil. Allerdings benötigt diese Regelung höhere Schaltzeiten und ist weniger präzise, weshalb dieser Weg für die Druckregelung alleine nicht ausreichend ist.

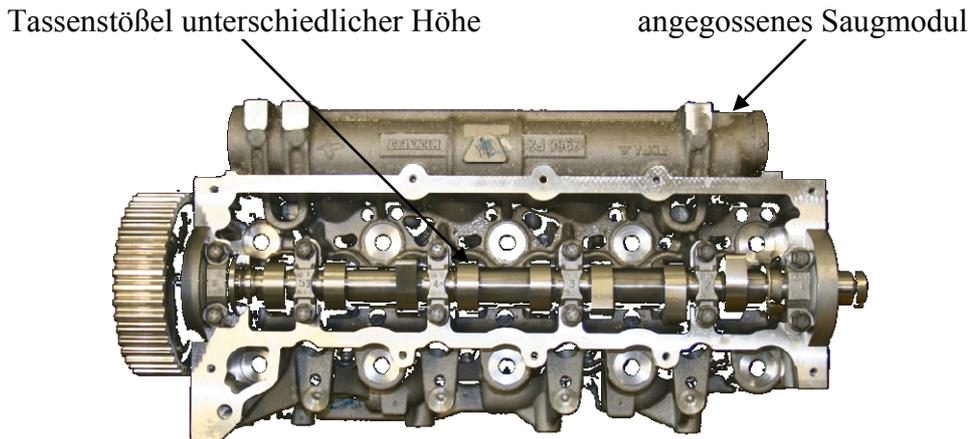




**Abbildung 2-8:** Kolben der kommerziellen Ausführung des Versuchsträgers (EU 4, 78 kW) mit Exzentrizität der Mulde; rot: Bohrung/Kolben, gelb: Mulde

Verglichen mit dem  $\omega$ -Kolben anderer bzw. älterer Versionen des Versuchsträgers oder anderer 2V-Dieselmotoren mit ähnlichem Düseneinbau ist die Mulde damit relativ mittig positioniert. Dennoch ergeben sich hierdurch unterschiedlich starke Quetschströmungen. Auch senkt dieser Kolben deutlich das bisherige Verdichtungsverhältnis von 18,8 auf 15,6 ab, was zur Vergrößerung des Zündverzugs und damit zum Erreichen eines größeren Homogenisierungsgrades ebenfalls ein aktueller Trend ist.

Generell ist der Versuchsträger und insbesondere dessen Zylinderkopf ein technisch recht einfaches und eher kostengünstig aufgebautes Aggregat. Diese These stützt sich nicht nur auf die Tatsache, dass es sich um einen 2V-Motor handelt, was Kosteneinsparungen auf Grund eines einfacheren Zylinderkopfes, weniger Ventilen und nur einer Nockenwelle bedeutet. Auch ist keine Möglichkeit der Veränderung der Steuerzeiten vorhanden. Darüber hinaus wurde auf die Verwendung der heutzutage üblichen Hydrostößel zum Ausgleich des Ventilspiels verzichtet. Dieses wird lediglich über den Einbau von Tassenstößeln unterschiedlicher Höhe ausgeglichen und muss dennoch über die gesamte für Pkw übliche Lebensdauer des Motors nicht nachgestellt oder kontrolliert werden. Weiterhin verfügt der Zylinderkopf dieses Motors über kein angeschraubtes aufwendiges Saugmodul mit abgestimmten oder gar schaltbaren Rohrlängen und -durchmessern. Wie in Abbildung 2-9 gezeigt, ist das Saugmodul lediglich ein direkt an den Zylinderkopf angegossenes Rohr mit relativ einfacher Geometrie:



**Abbildung 2-9:** Sicht von oben auf den Zylinderkopf des Versuchsträgers (EU 4, 78 kW)

Trotz dieser eher konservativen Technik weist dieses Aggregat bereits in der kommerziellen Ausführung ansprechende Leistungsdaten und Emissionswerte auf. Dies zeigt der Vergleich mit deutlich aufwändigeren 4V-Motoren aus dem 2-Liter-Segment. So liegt der Versuchsmotor mit einer Literleistung von 53,4 kW/l nur um 11 % unter der für 4V-Motoren üblichen im Bereich von 60 kW/l. Auch verfügt er für einen 1,5-Liter-Dieselmotor mit 240 Nm über ein recht hohes Drehmoment. Dennoch wird auch ohne Rußpartikelfilter die Abgasnorm EU 4 erreicht. Es bleibt aber offen, wie groß das vorhandene Verbesserungspotenzial ist. Aus diesen Gründen scheint dieses Aggregat für optische Untersuchungen besonders interessant zu sein und ist eine geeignete Basis, um innermotorische Vorgänge rund um 2V-Motoren besser zu verstehen, im Hinblick auf künftige Emissionsgesetzgebungen Verbesserungen einzuführen und diese wiederum durch optische Untersuchungen zu analysieren. Weitere Eckdaten enthält Tabelle 2-1:

**Tabelle 2-1:** Daten des Voll- und des Versuchsmotors

	Vollmotor	Versuchsmotor
Arbeitsverfahren	4-Takt-Diesel	
Zylinderanzahl/-anordnung	4 Zylinder in Reihe	1 Zylinder
Anzahl Ventile	8	2
Hubraum	1461 cm <sup>3</sup>	365,25 cm <sup>3</sup>
Hub/Bohrung	80,5/76 mm	
Nennleistung	78 kW (106 PS) bei 4000 min <sup>-1</sup>	
Nenndrehmoment	240 Nm bei 2000 min <sup>-1</sup>	
Einspritzsysteme	piezo-elektrisch, 6-Loch-Düsen	Magnetventil, 6-Loch-Düse (Bosch CRI 2.2)
Kolbenform und -position	offenes w, Mulde exzentrisch	ω und w, versch. Positionen
Verdichtungsverhältnis	15,6 : 1	
Aufladung	Abgasturbolader mit VTG	fremd
Emissionsklasse	EU 4	

### 2.2.2 Konzeptbedingte Herausforderungen

Die zentralste Problemstellung geht bereits direkt aus dem Motorkonzept selbst hervor: Es sind nur zwei Ventile vorhanden, eines für den Einlass- und eines für den Auslassvorgang. Es ist leicht nachvollziehbar, dass 2V- gegenüber 4V-Konzepte bedingt durch den geringeren Durchfluss Nachteile bei der Ladungswechselerarbeit und der Füllung aufweisen. Ursächlich ist der geringere Strömungsquerschnitt. Seine allgemeine Definition und Berechnung geht aus Abbildung 2-10 hervor:

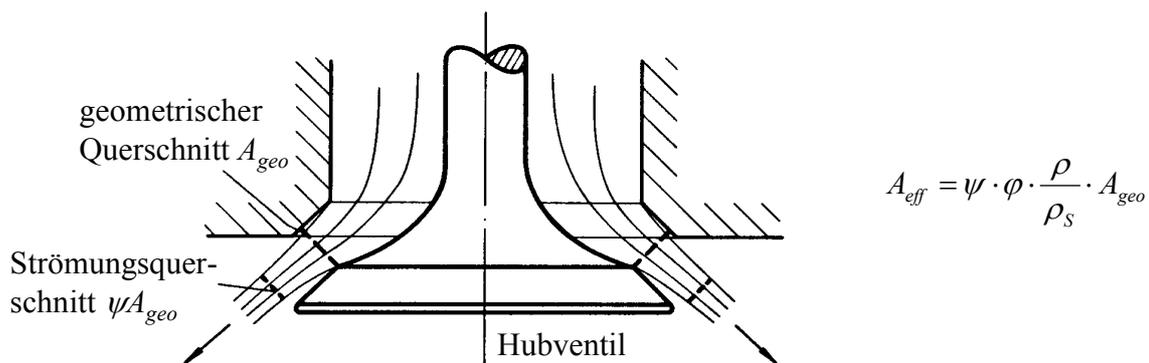
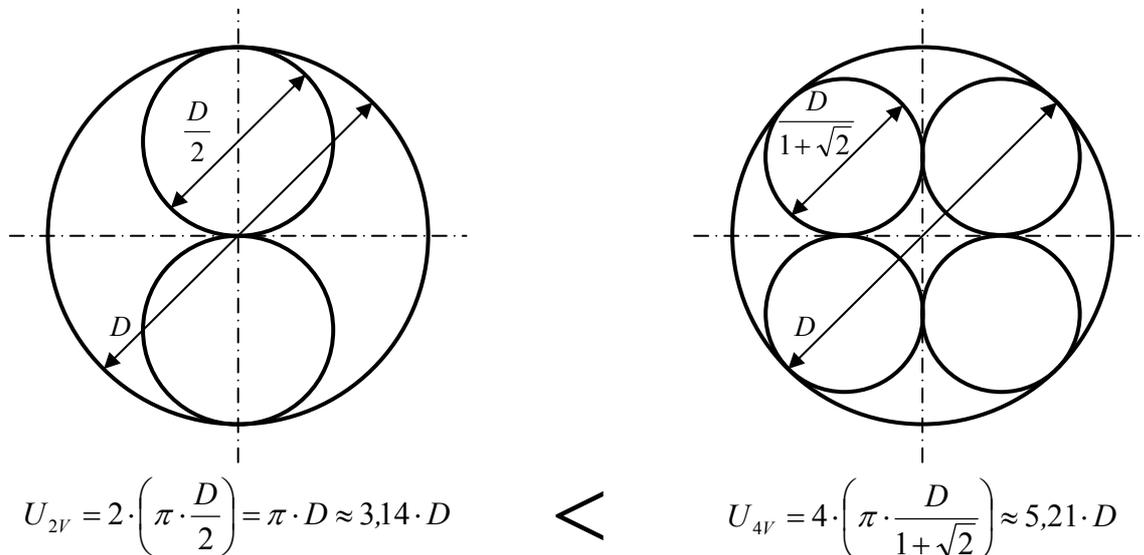


Abbildung 2-10: Querschnitte an einem Ventil mit Berechnung des effektiven Querschnitts [Bar04]

Zum leichteren Verständnis sei gesagt, dass sich die Querschnitte aus der geometrischen Dicke oder der Strömungsdicke multipliziert mit dem Umfang ergeben. Die geometrische Dicke kann bei gleicher Ventilhubkurve und gleicher Ventilsitzgeometrie zwischen 2V- und 4V-Zylinderkopf beibehalten und damit als konstant angenommen werden. Auch ist zu erwarten, dass sich die Faktoren Strahlkontraktion  $\psi$  und Reibungsbeiwert  $\varphi$  zwischen 2V- und 4V-Zylinderkopf bei gleichen Ventilsitzgeometrien kaum verändern. Allenfalls werden sie leicht zu Gunsten des 2V-Konzepts ausfallen, da durch den größeren Umfang eines Ventils strömungstechnische Verluste abnehmen können und die Strömungsdicke zunehmen kann. Auch bei dem Verhältnis von tatsächlicher zu isentroper Dichte im Strömungsquerschnitt  $\rho/\rho_s$  werden sich kaum Abweichungen ergeben.

Um die Unterschiede besser zu verstehen, scheint es sich also zu lohnen, die Ventulumfänge vor dem Hintergrund der geometrischen Gegebenheiten näher zu betrachten. Sowohl der Zylinder als auch die Ventile weisen kreisrunde Form auf. Abbildung 2-11 zeigt dies analytisch bei gleichem Bohrungsdurchmesser. Vereinfachend wird in der Darstellung auf konstruktive und wegen der mechanischen und thermischen Belastung nötige Abstände zwischen den Ventilen sowie zwischen ihnen und dem Zylinderrand verzichtet. Außerdem wurde für den Fall des 2V-Konzepts das Ein- und Auslassventil als Extremfall in die Mitte der Bohrung gelegt, was aus Gründen der Positionierung des Injektors in der Praxis ungewöhnlich wäre.

Normal wäre eine teilweise Verschiebung in Richtung einer Seite des Brennraums, was die Ventildurchmesser und damit -umfänge weiter verringert. Außerdem sind die Ein- und Auslassventile vereinfachend gleich groß gewählt. In der Realität sind bei gerader Ventillanzahl Einlass- in der Regel größer als Auslassventile:



**Abbildung 2-11:** Analytische Betrachtung der maximal verbaubaren Ventildurchmesser und -umfänge eines 2V- im Vergleich zu einem 4V-Zylinderkopf

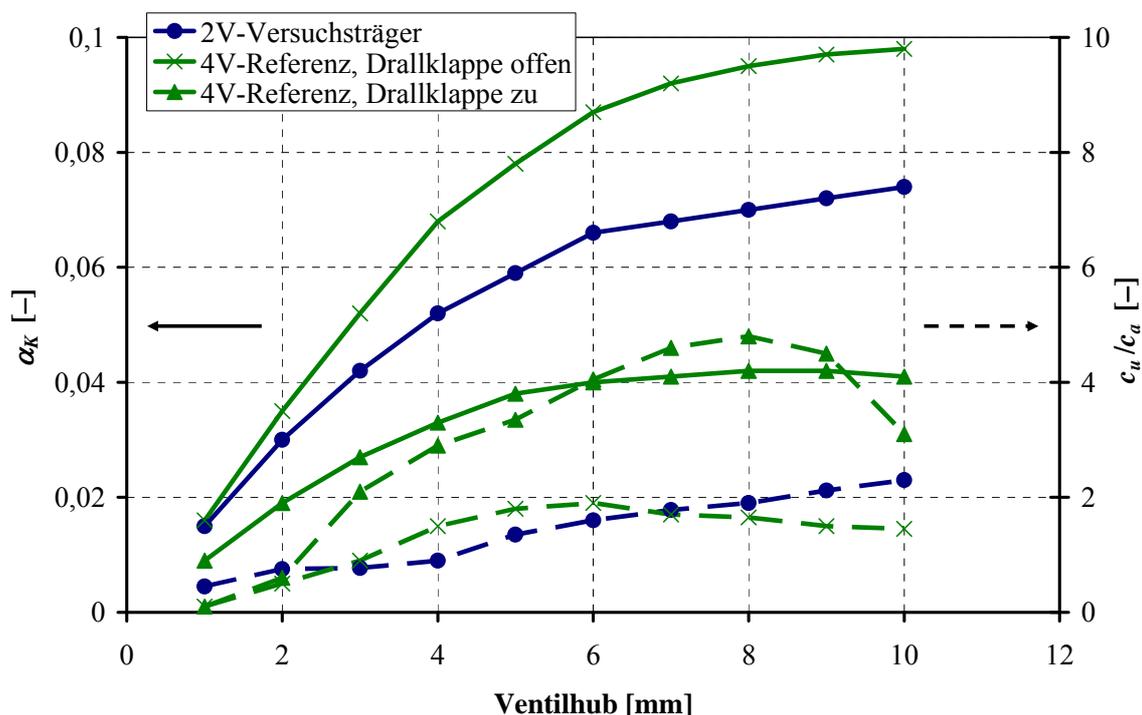
Es wird also ersichtlich, dass Ventile eines 2V-Zylinderkopfs schon aus Gründen der Geometrie niemals ohne weitere Maßnahmen den Luftaufwand einer 4V-Ausführung erreichen werden.

Erschwerend kommt hinzu, dass der einzige Einlasskanal eines 2V-Zylinderkopfes als *Drallkanal* ausgelegt ist. Die Verdrallung der Einlassströmung wird bei Dieselmotoren zur Unterstützung der Gemischaufbereitung eingesetzt. Die spezielle Ausformung ist mit entsprechenden Verlusten bei der Durchströmung verbunden. Hingegen verfügen 4V-Zylinderköpfe neben einem Drallkanal über einen *Füllkanal*, der keine gezielte Luftbewegung induziert, sondern nur für maximale Füllung sorgt. Da im Teillastbereich ein hohes Drallniveau, aber weniger Zylinderfüllung erforderlich ist, wird der Füllkanal über eine Klappe teilweise oder ganz abgeschaltet. Bei Vollast ist das Drallniveau von untergeordneter Bedeutung und die Zylinderfüllung elementar wichtig, weshalb er komplett freigegeben wird. Auf diese Weise entstehen bei 4V-Zylinderköpfen Variabilitäten im Drallniveau [Her95].

Insgesamt wird für einen direkteinspritzenden, aufgeladenen und ladeluftgekühlten Nfz-Dieselmotor in älterer Literatur bei stationärer Durchströmung der Einlassventile abhängig vom Ventilhub von einer Zunahme des Luftdurchsatzes von bis zu 25 % eines 4V- gegenüber eines 2V-Zylinderkopfes berichtet. Bei beiden Zylinderköpfen wurde das Einlassdrallniveau gleichgestellt. Im Motorbetrieb ergaben sich abhängig vom Betriebspunkt Vorteile im Liefer-

grad von 8 bis 20 %, bei gleichzeitiger Abnahme der Ladungswechsellarbeit um 0,6 bar [Mos89]. In [Neu92] wird für einen schnelllaufenden DI Dieselmotor bei einer Drehzahl von  $4500 \text{ min}^{-1}$  eine Verringerung der Ladungswechsellarbeit um 0,5 bar angegeben.

Um ähnliche Liefergrade wie bei 4V-Motoren zu erzielen, müssen der Drallkanal und die Ventile selbst strömungsoptimiert und vor allem ausreichend groß dimensioniert werden. Abbildung 2-12 beinhaltet einen Vergleich des Zylinderkopfes des Versuchsträgers mit dem eines aktuellen 4V-Motors. Nicht nur der gewählte Versuchsträger sondern auch der Referenzzylinderkopf stellt den aktuellen Stand der Technik dar:



**Abbildung 2-12:** Durchströmzahl (links) und Drallzahl (rechts) aus einer Strömungsvermessung des 2V-Versuchsträgers und eines 4V-Referenzzylinderkopfs

Die Durchströmzahl  $\alpha_K$  ist ein Maß für die Durchlässigkeit der Steuerungsorgane bei ähnlichen Motoren mit etwa gleicher mittlerer Kolbengeschwindigkeit. In sie geht sinnvollerweise die Kolbenfläche  $A_K$  ein und sie errechnet sich zu [Bar04]:

$$\alpha_K = \frac{A_{eff}}{A_K} \quad (2.18)$$

Die Drallzahl  $c_u/c_a$  ist das Verhältnis von Umfangs- zu Axialgeschwindigkeit. Sowohl  $\alpha_K$  als auch  $c_u/c_a$  werden in einem speziellen Durchströmungsversuch ermittelt, der hier nicht näher erläutert werden soll und Standardliteratur entnommen werden kann. Abbildung 2-12 legt dar, dass der 2V-Zylinderkopf im Vergleich zum 4V-Zylinderkopf mit geöffnetem

ter Drallklappe (maximale Füllung, weniger Drall) bei der Durchströmzahl maximal ca. 25 % zurückliegt. Gleichzeitig liegt aber das Drallniveau bei einem großen Ventilhub von 10 mm um fast 60 % darüber, was der Gemischaufbereitung entgegen kommt. Hingegen liegt die Durchströmzahl des 4V-Zylinderkopfs mit geschlossener Drallklappe (maximaler Drall, weniger Füllung) bis zu 45 % hinter der des 2V-Zylinderkopfs, während nun das Drallniveau überlegen ist. Insgesamt wird also ersichtlich, dass der 2V-Zylinderkopf auch ohne Variabilitäten einen relativ guten Kompromiss darstellt. Die noch vorhandenen, aber tolerierbaren Defizite des 2V-Zylinderkopfs sind durch moderne und hocheffiziente Abgasturbolader im Betrieb weitgehend ausgleichbar. Dies gilt zumindest für den emissionsrelevanten Bereich.

Es bleibt aber das Problem, dass die erforderlichen großen Ventile zylinderkopfseitig zu nahe an die Brennraummitte ragen und durch den zusätzlich nötigen Sicherheitsabstand einen mittigen Zugang zum Brennraum verhindern und der Injektordurchstoßpunkt dezentral platziert werden muss. Dieser Situation wird standardmäßig mit einer teilweise zur Strahlwurzel hin verschobenen Brennraummulde im Kolben begegnet. Dadurch ergibt sich ein Spannungsfeld dreier Defizite, von denen durch diese Kompromisslösung zwar keines in vollem Umfang, aber alle teilweise zum Tragen kommen. Diese sind:

- Durch den Versatz zwischen Muldenmitte und Injektor wird eine gleichförmige Gemischverteilung und Verbrennung erschwert, da die wesentlichen Symmetriekriterien bei der Auslegung der Strahlrichtungen auf Grund der Geometrie niemals gleichzeitig bedienbar sein können. Diese Kriterien sind gleiche freie Strahllängen, gleiche Flächen zwischen den Strahlen, gleiches jedem Strahl zur Verfügung stehendes Muldenvolumen und gleiche Bogenlängen am Muldenrand zwischen den Strahlen.
- Durch die exzentrische Position der Mulde resultieren über den Umfang unterschiedlich breite Quetschflächen, die unterschiedlich große Quetschströmungen induzieren. Dies kann im Betrieb zu einer unterschiedlich starken Ablenkung der Einspritzstrahlen führen.
- Weiterhin entsteht durch die exzentrische Lage der Mulde eine ungleiche thermische Belastung des Kolbens und insbesondere der Muldenwände. Dies kann zum Verzug oder gar zur Beschädigung des Kolbens führen, was extrem kolbenrandnahe Positionen der Mulde für Serienanwendungen unmöglich macht.

Um diese Einflüsse separiert zu betrachten, wurden zunächst zwei Extrempositionen und im Anschluss eine derartige Zwischenposition untersucht: Den Ausgangspunkt bildete eine Verschiebung der Brennraummulde aus der Kolbenmitte direkt unter den Injektor. Dies hat den Vorteil gleicher freier Strahllängen, was in der Mulde zu ähnlichen Bedingungen wie bei einem 4V-Konzept führt. Allerdings wird dies mittels über den Kolbenumfang unterschiedlich großer Quetschflächen und damit Quetschströmungen sowie einer ungleichmäßigen thermischen Belastung erkauft. In einem weiteren Schritt wurde als andere Extremposition die Mulde direkt ins Zentrum des Kolbens versetzt. Damit sind nun wie bei einem 4V-Konzept

die Quetschflächen und Quetschströmungen symmetrisch, dafür verlagert sich nun das Problem auf unterschiedliche freie Strahllängen. Zum einfacheren Verständnis dieser Zusammenhänge sei auch auf Abbildung 2-7 und vor allem auf die Abbildungen und Ausführungen in Kapitel 4 verwiesen.

Neben der zur Bohrung dezentralen Düsenlage kommt auf Grund der einzelnen Nockenwelle noch ein verkippter Zugang des Injektors zum Brennraum hinzu. Ein senkrechter Zugang, wie es bei 4V-Zylinderköpfen der Fall ist, scheidet in der Regel aus. Da aber eine näherungsweise waagerechte Strahlaufreffebene angestrebt werden sollte, und deshalb alle Einspritzstrahlen in etwa der gleichen Höhe am Muldenrand auftreffen sollten, müssen Spritzlöcher mit extrem unterschiedlichen Höhenwinkeln und Abständen zur Düsen Spitze realisiert werden. Unter Höhenwinkel ist der Winkel zwischen Düsenachse und Spritzlochachse zu verstehen. Um Spritzlöcher mit größerem Höhenwinkel anzuströmen, muss der Kraftstoff eine stärkere Umlenkung bewältigen, was mit Energieverlusten verbunden ist. Eine im Vergleich zu Löchern mit geringerem Höhenwinkel geringere sog. *Strahlaufbruchlänge* ist die Folge. Die Strahlaufbruchlänge wird im späteren Abschnitt 2.3.2 noch genauer thematisiert. Die Möglichkeit, Spritzlocheinlaufkanten hydroerosiv zu verrunden, erhöht die Strahlaufbruchlänge [Bit03], [Pot97]. Dieser Prozess erfolgt zwar immer gleichzeitig für alle Spritzlöcher der Düse, wirkt sich jedoch automatisch spritzlochselektiv aus. Denn auf Grund der stärkeren Umlenkung werden die Einlaufkanten von Löchern mit größerem Höhenwinkel stärker verrundet. Daher kann dieser Effekt genutzt werden, um die Höhenwinkelabhängigkeit der Strahlaufbruchlänge zu reduzieren oder ganz aufzuheben. In ähnlicher Weise wirkt der k-Faktor, also die Konizität der Spritzlöcher. Die Strahlaufbruchlänge wächst mit zunehmendem k-Faktor an [Win04]. Der Einfluss von Höhenwinkel, hydroerosivem Verrunden und konischen Spritzlöchern wird in Abschnitt 2.3.2 noch genauer dargestellt. Dies geht in die für die jeweilige Brennraumgeometrie zu untersuchenden Düsenauslegungen ein und ist ebenfalls Gegenstand von Kapitel 4.

Mit der Injektorschragstellung und unterschiedlichen Höhenwinkeln ist das Problem möglicher Strahlbildinstabilitäten eng verbunden, welches auf eine Überlagerung verschiedener Einflussgrößen zurückgeführt werden kann. Beispielsweise kann die Düsenadel im Betrieb radial ausgelenkt werden, was auch in Form von Pendelbewegungen möglich ist. Dies führt zur teilweisen oder vollständigen Verdeckung einzelner Spritzlöcher, was ebenfalls zu ungleichen Strahlaufbruchlängen führen kann. Die auf Grund der unterschiedlichen Höhenwinkel vorhandene asymmetrische Düseninnenströmung begünstigt diesen Effekt. Er kann aber auch bei symmetrischer Düseninnenströmung durch Instabilitäten auftreten. Durch neue technische Möglichkeiten bei der Düsenfertigung besteht die Möglichkeit, diesen unerwünschten Effekt durch eine zweite Nadelführung und hinsichtlich der Toleranzen besser zueinander ausgewählte Teile gezielt zu minimieren. Diese Maßnahmen wurden bei allen untersuchten Einspritzdüsen angewendet. Zudem gab es für eine dieser Düsen ein ansonsten identisches Referenzmuster ohne diese Maßnahmen. Die experimentellen Auswirkungen sind Inhalt von Abschnitt 5.1.3.

## 2.3 Dieseleinspritztechnik

Die Serieneinführung der Dieseldirekteinspritzung, die bis dahin nur für Lkw üblich war, im Pkw im Jahre 1987 in Verbindung mit der Abgasturboaufladung, veränderte die Popularität des Dieselmotors im Pkw schlagartig. Die Fahrdynamik war gegenüber Ottomotoren mit gleicher Nennleistung spürbar besser, bei gleichzeitig wesentlich niedrigerem Verbrauch. Obwohl im Zuge der Folgejahre bis heute dieses Grundprinzip beibehalten wurde, haben sich die gängigen Technikkonzepte zur Realisierung stark weiterentwickelt und verbessert.

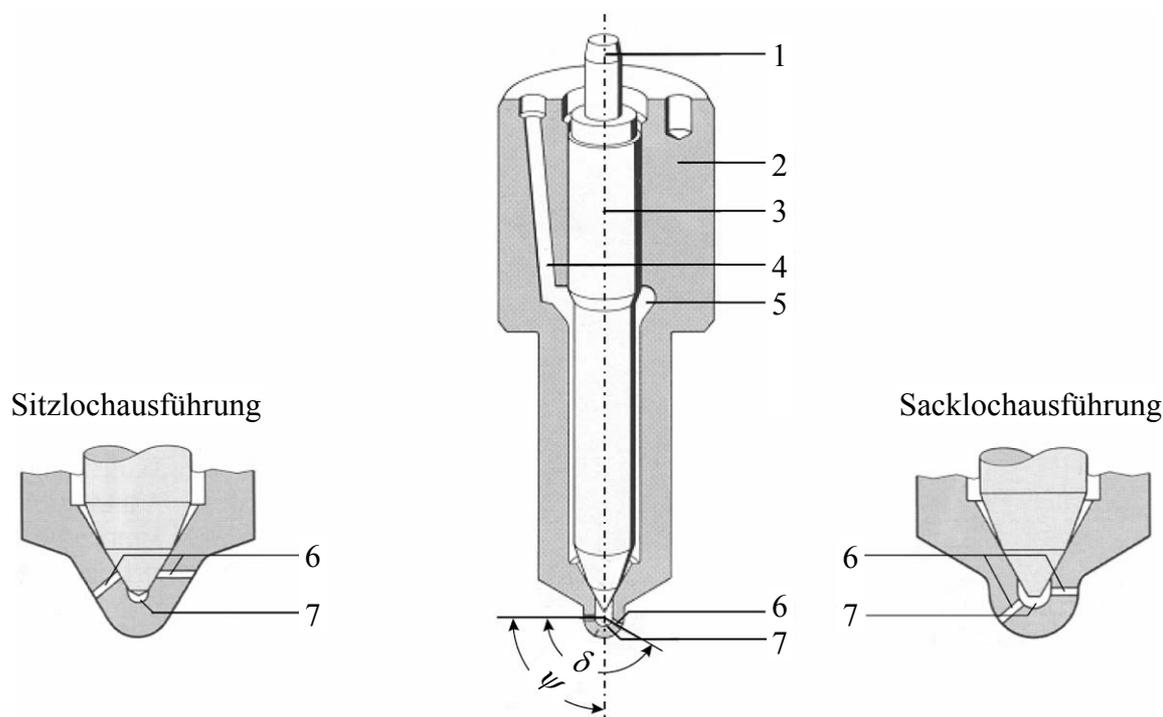
Anfangs waren überwiegend Verteilereinspritzpumpen Stand der Technik, die an der Düse Einspritzdrücke von bis zu 1500 bar ermöglichten [Bar04]. Ein moderneres System, das sich bis vor kurzer Zeit noch hoher Beliebtheit erfreute, war die Pumpe-Düse-Technik, bei der für jeden Zylinder eine Einspritzpumpe und eine Düse eine Einheit bildeten und direkt von der Nockenwelle angetrieben wurden [Bos03]. Ihr großer Vorteil liegt in einem verhältnismäßig einfachen und robusten Aufbau und der Möglichkeit, extrem hohe Drücke von 2200 bar [Had06] und mehr zu erzeugen. Allerdings ist dies stark von der Drehzahl und der Einspritzmenge abhängig und daher im unteren Lastbereich kaum nutzbar. Ihr größter Nachteil, der auch für die Verteilereinspritzpumpen gilt, ist jedoch die mangelnde Flexibilität bei der Wahl von Einspritzanzahl, -menge und -zeitpunkt. Dies kommt insbesondere vor dem Hintergrund der immer stringenter werdenden Emissionsgesetzgebungen zum Tragen. Denn einerseits werden Primärmaßnahmen zur Emissionsminderung stark erschwert und andererseits sind sekundäre Abgasnachbehandlungssysteme wie Dieselpartikelfilter oder NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysatoren kaum bedienbar. Auch gibt es Nachteile beim Motorgeräusch und die konstruktive Gestaltung von Zylinderköpfen zur Aufnahme von Pumpe-Düse-Einheiten ist aufwändig. All diese Probleme führten dazu, dass diese Systeme praktisch nicht mehr am Markt anzutreffen sind und moderne Common Rail Systeme die bei neuen Diesel-Pkw derzeit fast ausschließlich verwendete Einspritztechnik darstellen. Als Injektoraktoren sind entweder Magnetventile oder Piezoelemente verbreitet. In beiden Fällen sind sie hinsichtlich der Anzahl von Freiheitsgraden den anderen Systemen erheblich überlegen, wobei Piezoelemente gegenüber Magnetventilen nochmals stark reduzierte Schaltzeiten ermöglichen. Auch Common Rail Systeme ermöglichen hohe und vor allem von der Drehzahl und Einspritzmenge unabhängige Drücke, die in Serie bis zu 2000 bar betragen können [Mat07].

### 2.3.1 Bauarten von Dieseleinspritzdüsen

Ungeachtet des Typs der Hochdruckdieseleinspritzung kommt für die innermotorischen Vorgänge vor allem der Düse eine große Bedeutung zu, da sie die Schnittstelle zwischen Ein-

spritzsystem und Motor darstellt. Sie wird mit dem Aktor verbunden. Ihre Aufgabe ist die Realisierung einer möglichst feinen Zerstäubung des Kraftstoffs bei gleichzeitig vorteilhafter örtlicher Verteilung im Brennraum, gegebenenfalls im Zusammenspiel mit motorischen Randbedingungen, wie z. B. der Drallströmung. Erst dadurch werden eine gleichmäßige Gemischaufbereitung, optimale Verbrennung und geringe Emissionen bei niedrigem Verbrauch ermöglicht. Einspritzdüsen bestehen im Wesentlichen aus dem Düsenkörper und der Düsennadel, die axial verschiebbar ist und im eingefahrenen Zustand die Düse verschließt. Die Nadel wird durch den Aktor des Injektors entweder direkt oder indirekt verfahren. Indirekt bedeutet in diesem Zusammenhang, dass die nötige Stellkraft nicht vom Aktor selbst, sondern vom Einspritzdruck zur Verfügung gestellt wird. Sowohl die Paarung Düsennadel/-körper als auch die Spritzlöcher selbst erfordern aufwändige und hochpräzise Fertigungsprozesse. Erschwerend kommt hinzu, dass sie den extremen Drücken und Temperaturen des Brennraums ausgesetzt sind.

Beim Zusammenspiel zwischen Düsenkörper und -nadel kommt insbesondere dem Nadel-sitz eine besondere Bedeutung zu. Die wichtigsten Düsenkonzepte sind dabei *Sitzlochdüsen* und *Sacklochdüsen*, welche in Abbildung 2-13 dargestellt sind:



**Abbildung 2-13:** Düsenkonzepte; (1) Druckzapfen, (2) Düsenkörper, (3) Düsennadel, (4) Zulaufbohrung, (5) Druckkammer, (6) Spritzloch, (7) Sackloch,  $\delta$  Strahlkegelwinkel,  $\psi$  Höhenwinkel [Pau01]

Bei Sitzlochdüsen sind die Spritzlöcher direkt in den Sitzbereich eingebracht. Für deren Verwendung spricht in erster Linie das gegenüber Sacklochdüsen stark reduzierte *Schadvolumen* oder *Totvolumen*, welches bei geschlossener Düse direkt mit dem Brennraum in Ver-

bindung steht. Dadurch können die HC-Emissionen gesenkt werden [Pau01]. Dieses Phänomen ist keinesfalls ungewöhnlich. So berichten Takeda et al. in [Tak94] bei Untersuchungen an Sacklochdüsen von ausgasendem Kraftstoff aus dem Sackloch, wenn der Brennraumdruck nach Einspritzende abnimmt. Dieser Kraftstoffanteil wird im weiteren Zyklusverlauf auf Grund der zwar nicht mehr optimalen, aber bestenfalls immer noch reaktiven Randbedingungen zu maximal 90 % umgesetzt. Der Rest verlässt den Brennraum als HC-Emissionen und gelangt in den Abgasstrang. Bei der Verwendung von Sitzlochdüsen tritt dieser Effekt verständlicherweise kaum oder gar nicht auf, da hierfür lediglich das geringe Volumen der Löcher zur Verfügung steht.

Hingegen spricht gegen Sitzlochdüsen, dass durch die direkte Verdeckung der Spritzlöcher durch die Nadel bereits kleine seitliche Desachsierungen zu Strahlasymmetrien führen können. Dies gilt umso mehr, je kleiner der Nadelhub ist [Iiy92], [Kul03]. Strahlasymmetrien stellen einen Aspekt der vorliegenden Arbeit dar und sollen bereits im Vorfeld weitgehend vermieden werden. Außerdem sind unterschiedliche Spritzlochgeometrien ein zentrales Thema. Auch hier ist zu erwarten, dass durch die ungünstigeren Einlaufbedingungen der Sitzlochdüsen die zu beobachtenden Effekte beeinflusst oder verfälscht werden, da die Einlaufbedingungen ins Spritzloch unberuhigter und gestörter ausfallen. Deshalb wurden für das 2V-Konzept Sacklochdüsen verwendet.

Weiterhin unterscheidet man bei Sacklochdüsen je nach Volumen und Form des Sacklochs zwischen *Mini-*, *Midi-* und *Mikrosacklochdüsen*. Hinsichtlich der Form sind die Sacklöcher zylindrisch oder konisch ausgeführt. In dieses sind die Spritzlöcher eingebracht. Zum Verschließen der Düse befindet sich im Körper ein Sitzkegel. Die Distanz zwischen der Düsenadel und den Spritzlocheinlaufkanten ist relativ groß, was für die verbesserten Anströmbedingungen sorgt und zumindest eine direkte Verdeckung der Spritzlöcher verhindert. Bei den Sacklochdüsen verfügen die genannten Mikrosacklochdüsen über das geringste Schadvolumen. Tendenziell wird damit versucht, die Vorteile von Sitz- und Sacklochdüse miteinander zu kombinieren [Fet02].

### 2.3.2 Einfluss von Düsen- und Lochparametern sowie dem Einspritzdruck

Moderne Fertigungstechnologien für Einspritzdüsen ermöglichen es, das Sprayverhalten von Einspritzdüsen über einfache Parameter wie der Lochanzahl und dem Lochdurchmesser, dem dadurch beeinflussten hydraulischen Durchfluss sowie dem Höhenwinkel optimal an bestehende motorische Randbedingungen anzupassen. Darüber hinaus können die Spritzlöcher bei Bedarf konisch gefertigt und ihre Einläufe hydroerosiv verrundet werden. Um die immer stringenter werdenden Emissionsgesetzgebungen soweit wie möglich innermotorisch zu erfüllen, wird dies bei den sich aus einem 2V-Konzept ergebenden Randbedingungen, die bereits

erläutert wurden, umso wichtiger. Nachfolgend werden die Einflüsse der wichtigsten Düsenparameter erläutert. Auch der Einspritzdruck ist eine wichtige Betriebsgröße, die in diesem Zusammenhang gesehen werden sollte:

### Einspritzdruck

Für einen konstanten hydraulischen Durchfluss  $Q_{hyd}$  führt eine Erhöhung des Einspritzdrucks durch das größere treibende Druckgefälle zu einer Verkürzung der Einspritzdauer. Der  $Q_{hyd}$  wird mit einem speziellen nach ISO 4113 spezifizierten Prüföl ermittelt und ist als Durchfluss einer Einspritzdüse bei 100 bar Differenzdruck, 40 °C Öltemperatur und einer Messdauer von 30 s definiert [Kul03]. Neuerdings findet die Messung auch über eine Dauer von 60 s statt. Grundsätzlich lässt sich der Geschwindigkeitseinfluss des Einspritzdrucks bereits anhand der Stromfadentheorie inkompressibler, verlustfreier Fluide durch die *Bernoulli-Gleichung* näherungsweise abschätzen. Die Geschwindigkeit am Düsenaustritt  $v_{Dü}$  entspricht bei dieser theoretischen Betrachtung der sog. *Bernoulli-Geschwindigkeit*. Es ergibt sich:

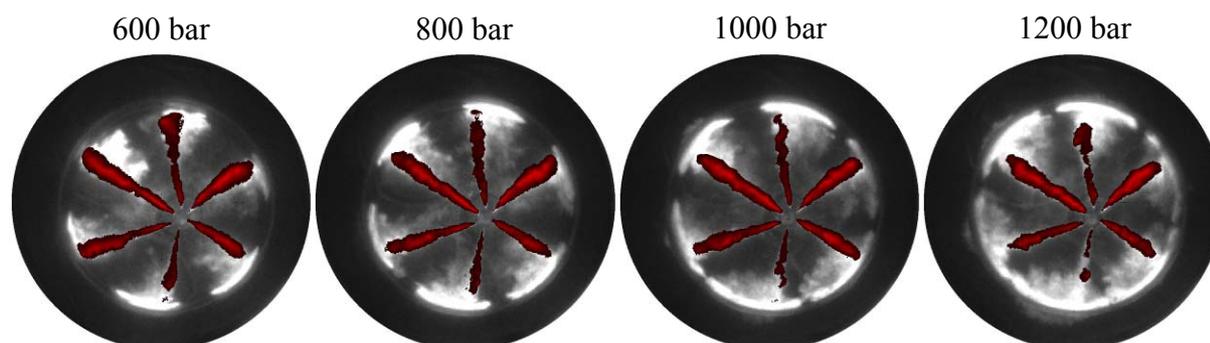
$$v_{Dü} = \sqrt{\frac{2\left(p_{rail} + \frac{1}{2}\rho_{Fl}v_{rail}^2 - p_Z\right)}{\rho_{Fl}}} \approx \sqrt{\frac{2p_{rail}}{\rho_{Fl}}} \quad (2.19)$$

Die näherungsweise Vereinfachung in Gl. 2.19 legitimiert sich dadurch, dass der Querschnitt im Rail verglichen mit dem im Spritzloch sehr groß ist, wodurch die Flüssigkeit praktisch ruht und für die Drücke  $p_{rail} \gg p_Z$  angenommen werden darf. Daher folgt  $v_{rail} \rightarrow 0$ . Es wird also ersichtlich, dass sich bei steigendem Einspritzdruck durch die Zunahme der zur Verfügung stehenden Energie die Strahlgeschwindigkeit erhöht.

Natürlich weicht die tatsächlich am Spritzlochaustritt erreichte Geschwindigkeit von der idealen Bernoulli-Geschwindigkeit ab. Allerdings sind moderne strömungsoptimierte Düsen zumindest während des Vollhubs der Nadel in der Lage, die Druckverluste im Bereich des Spritzlocheinlaufs und des Spritzlochs selbst so gering zu halten, dass diese Abweichung minimal ist. Die Hauptursachen der Druckverluste sind einerseits die Rohrreibung im engen Spritzloch und andererseits Ablösungs- und Kavitationseffekte im Bereich des Spritzlocheinlaufs [Lei08].

Neben der Strahlgeschwindigkeit wird auch der Strahlimpuls mit steigendem  $p_{rail}$  größer, während sich die Tröpfchengröße verringert, da die Zerstäubung wegen den größeren angreifenden Kräften verbessert wird [Has98]. Abschnitt 2.1.2 beschreibt physikalische Grundlagen, die dieses Verhalten verdeutlichen. Wie Abbildung 2-14 bestätigt, wird dadurch die Gemischbildung verbessert und die Ladung homogener. Durch diese gleichmäßigeren und betragsmäßig größeren Luftverhältnisse werden die Rußemissionen abgesenkt, während bedingt durch den höheren Vormischanteil die  $NO_x$ -Emissionen steigen. Dies gilt zumindest unter

global niedrigen Luftverhältnissen, während bei global hohen Luftverhältnissen wie bei klassischen HCCI-Brennverfahren eine Minimierung von Ruß und  $\text{NO}_x$  eintreten kann. Der höhere Vormischanteil macht sich auch stärker als „Dieselschlag“ bemerkbar, wodurch das Verbrennungsgeräusch härter wird und ansteigt. Wird der Einspritzzeitpunkt beibehalten, verlagert sich der Verbrennungsschwerpunkt zu frühen Zeiten, wodurch die Abgastemperatur sinkt und gegebenenfalls eine Wirkungsgradsteigerung eintreten kann [Nuc99].



**Abbildung 2-14:** Rekombinierte Mie-/LIF-Aufnahmen einer Variation von  $p_{rail}$  anhand der Düse D9 zu  $\varphi = 12,0$  °KW (nahe Ende HE); Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 8,0 \text{ bar}$ , VE:  $\sim 13,0$  °KW/1 mg, HE:  $\sim 0,0$  °KW/15,5 mg; weiß: Dampfphase (LIF), rot: Flüssigphase (Mie-Streulicht)

### Lochdurchmesser und -anzahl sowie hydraulischer Durchfluss

Die Kombination aus Lochdurchmesser und -anzahl kann kaum getrennt betrachtet werden, da zwischen diesen beiden Größen in gewissen Grenzen ein Trade-Off besteht. In diesem Kontext steht auch die Größe  $Q_{hyd}$ .

Verringert man nun bei konstantem Einspritzdruck den Durchmesser, so verringert sich die mittlere Tröpfchengröße und der Zündverzug verkürzt sich [Ish94]. Natürlich müsste man dazu die Lochanzahl erhöhen, um den  $Q_{hyd}$  beizubehalten und es dürften Sekundäreffekte keinen zu großen Einfluss nehmen. Werden ansonsten alle Randbedingungen konstant gehalten, verringert sich auch die Eindringtiefe [Abt97], wie später in Abschnitt 5.2.2 gezeigt wird. Durch die feineren Tröpfchen verbessert sich tendenziell die Gemischaufbereitung, zumindest solange auf Grund wegen der verkürzten Eindringtiefe noch eine ausreichende Luftefassung stattfindet. Ist dies der Fall, nimmt der Vormischanteil zu, weshalb die Rußemissionen und bei global hohen Luftverhältnissen auch die  $\text{NO}_x$ -Emissionen sinken würden. Bei global niedrigen Luftverhältnissen würden die  $\text{NO}_x$ -Emissionen steigen. Da sich aber in der Realität wegen der verkürzten Eindringtiefe die Luftausnutzung eher verschlechtert, steigen auch die Rußemissionen, da der Anteil diffusiver Verbrennung erhöht und der anschließende Rußausbrand verringert wird. Wird zur Kompensation der Einspritzdruck erhöht, stellt sich aber eine merkliche Rußabsenkung ein, obgleich die  $\text{NO}_x$ -Emissionen bei global niedrigen Luftverhältnissen nochmals erhöht werden [Öin00]. Im Teillastbereich liegen aber global hohe

Luftverhältnisse vor, weshalb kleine Spritzlöcher sowohl Ruß- als auch  $\text{NO}_x$ -Emissionen verbessern. Dies steht jedoch im Zielkonflikt mit der Volllast, die größere Einspritzmengen und damit einen hinreichend großen  $Q_{hyd}$  erfordert, damit die Einspritzdauer zum Erreichen der Nennleistung nicht zu lang wird [Kul03]. Daher sind die Lochdurchmesser durch die Volllast nach unten limitiert. Möchte man aber ungeachtet der Volllast die kleineren Spritzlöcher theoretisch beibehalten, müsste dazu die Spritzlochanzahl erhöht werden. Dann bestünde aber gerade bei der hohen Drehzahl der Volllast wegen des hohen Drallniveaus die Gefahr der Verwehung der Strahlen ineinander [Öin00]. Die Rußemissionen würden sich immens erhöhen. Dieses Verhalten zeigen z. B. die in Abschnitt 5.2.1 aufgeführten Untersuchungen.

Diese drei Zielgrößen müssen also sorgsam aufeinander abgestimmt werden, wobei das Ergebnis immer ein Kompromiss sein wird. Düsenkonzepte, die es ermöglichen, diesem Zielkonflikt mit Variabilitäten zu begegnen sind derzeit nicht serienreif und sollen daher auch nicht weiter diskutiert werden.

### **L/D-Verhältnis**

Nicht nur der Lochdurchmesser selbst, sondern auch das Verhältnis von Durchmesser zur Lochlänge, kurz das L/D-Verhältnis, hat großen Einfluss auf das Sprayverhalten. Denn nach dem Einlauf in das Spritzloch ist eine bestimmte Distanz nötig, bis sich wieder ein gleichmäßiges und stabiles Strömungsprofil ausbilden kann. Je größer das L/D-Verhältnis, desto mehr Zeit steht der Flüssigkeit dazu zur Verfügung. Daraus lässt sich folgern, dass ein größeres L/D-Verhältnis ein schlankeres Spray mit späterem Strahlaufbruch bewirkt, wie auch Messungen in [Win04] bestätigten, während kurze Lochlängen tendenziell einen größeren Strahlkegelwinkel erzeugen [Su95]. Die Strahl- oder Sprayaufbruchlänge ist eine wichtige Kenngröße für die Qualität der Zerstäubung. Eine genaue Definition derselben kann [Har02] entnommen werden. In diesem Zusammenhang ist es ausreichend, vereinfacht anzunehmen, dass durch sie eine Größenordnung des Abstandes der maximalen Zerstäubung vom Spritzlochaustritt angegeben wird. Es ist allgemein anerkannt, dass eine große Strahlaufbruchlänge tendenziell für die innermotorische Gemischaufbereitung und damit für die Verbrennung und Emissionsbildung von Vorteil ist.

### **Höhenwinkel**

Ohne spezielle Maßnahmen hat über die reine Richtungsangabe der Sprayachse hinaus auch der Höhenwinkel Einfluss auf das hydraulische Verhalten der Düseninnenströmung, was sich in den Sprayeigenschaften wieder spiegelt. Der zu Grunde liegende Mechanismus lässt sich wie folgt beschreiben: Beim Einlauf der Fluidströmung in das Spritzloch muss die Vorzugsrichtung geändert und eine Kante passiert werden. Hierbei kann sich die Strömung von der Wand ablösen und es entsteht wandseitig ein Wirbelgebiet. Auch Kavitationserscheinungen

sind dabei typisch. Der effektiv zur Verfügung stehende Strömungsquerschnitt reduziert sich, Verluste werden begünstigt und das hydraulische Strömungsprofil wird gestört. Dadurch sinken der hydraulische Strömungsbeiwert und der Volumenstrom. Strahlkraft, Strahlimpuls und Strahlaufbruchlänge werden reduziert [Ois92]. Der Strahlkegelwinkel wird größer. Diese Effekte kommen umso mehr zum Tragen, je größer der Höhenwinkel ist, da die Umlenkung bzw. die Kante entsprechend schärfer ausfällt.

Dieser Effekt kommt bei 2V-Motoren und gerade bei den vorliegenden Untersuchungen umso mehr zum Tragen, da dieses Konzept zwangsläufig unterschiedliche Höhenwinkel für jedes Spritzloch erfordert. So beobachteten Date et al. in [Dat93] an nicht strömungsoptimierten Mikrosacklochdüsen für Schrägeinbau Differenzen der Eindringtiefe von bis zu 50 %. Mikrosacklochdüsen haben nur ein extrem geringes Sacklochvolumen. Bei ihren Untersuchungen fielen die Differenzen bei Vergleichsdüsen mit zunehmendem Sacklochvolumen geringer aus. Als Ursache wird angeführt, dass bereits beim Einlauf in das Sackloch eine derartige Kante passiert werden muss. Bei Düsen mit großem Sackloch besteht eine größere räumliche Distanz zwischen diesen beiden Kanten, die Strömung kann sich vor der zweiten Kante wieder anlegen und eine verstärkende Überlagerung bleibt aus. Hingegen berichten Boggs et al. in [Bog97] von Variationen von „nur“ 20 % zwischen den Düsenlöchern eines geneigten Injektors im Vergleich zu einer Variante für senkrechten Einbau.

Darüber hinaus ist es nicht ungewöhnlich, dass durch Einflüsse der Düseninnenströmung der *dynamische Höhenwinkel* (der sich im Betrieb einstellende) vom *geometrischen Höhenwinkel* (der gebohrte bzw. erodierte) abweicht [Öin00]. Daher hat die Innenströmung bei derartigen Düsen mit unterschiedlichen Höhenwinkeln häufig den weiteren Effekt, dass sich die Abweichung des geometrischen vom dynamischen Höhenwinkel mit zunehmender Umlenkung verstärkt [Dat93].

### **Hydroerosive Verrundung**

Das HE-Verrunden ist ein die Düsen optimierender Prozess, der direkt nach dem Erodieren der Spritzlöcher durchgeführt wird. Dazu wird ein dünnflüssiges, mit Schleifpartikeln versetztes Medium unter Druck durch die Düsenlöcher geleitet, wodurch die Einlaufkanten gebrochen und Rauigkeiten verschliffen werden. Außerdem erfahren die Löcher insgesamt eine Aufweitung. Das Ergebnis ist eine „weichere“ und damit bessere Strömungsführung, indem beispielsweise Kavitationsgebiete vermieden oder ihre Ausdehnungen reduziert werden. Dadurch nimmt der effektive hydraulische Querschnitt und damit der Durchfluss der Einspritzdüse zu [Kam96]. Für die motorische Anwendung resultiert dies in einem schlankeren Spray, einem höheren Strahlimpuls und in einer größeren Strahlaufbruchlänge [Win04]. Der Grad der HE-Verrundung wird in Prozent angegeben, was mit der Steigerung des hydraulischen Durchflusses durch diesen Bearbeitungsschritt identisch ist.

In Zusammenhang mit dem bereits diskutierten Einfluss des Höhenwinkels, erscheint das HE-Verrunden gerade bei 2V-Brennverfahren als besonders vorteilhaft [Ois92]. Obwohl das

Schleifmedium für die gesamte Düse und damit nicht selektiv sondern für alle Spritzlöcher gleichzeitig durchgeleitet wird, sind die Auswirkungen automatisch spritzlochselektiv und den Höhenwinkleinfluss nivellierend. Da die Strömung bei Spritzlöchern mit einem größeren Höhenwinkel automatisch eine stärkere Umlenkung erfährt, werden die Einlaufkanten dieser Löcher stärker verrundet. Daher kann dieser Effekt genutzt werden, um die Höhenwinkelabhängigkeit der Strahlaufbruchlänge zu reduzieren oder ganz aufzuheben.

### **Konizität (k-Faktor)**

Von Konizität ist im Zusammenhang mit Spritzlochgeometrien die Rede, wenn gezielt ein Unterschied im Durchmesser von Ein- zu Auslauf vorhanden ist. Beispielsweise würde ein k-Faktor von 1,5 besagen, dass der Einlauf um 15  $\mu\text{m}$  größer ist als der Auslauf. Hingegen bedeutet ein negativer k-Faktor, dass der Einlauf kleiner als der Auslauf ist. In den Spritzlöchern erfolgt die Umwandlung von Druck- in Geschwindigkeitsenergie. Dabei ist das Strömungsfeld im Spritzloch von großer Bedeutung und beeinflusst in hohem Maße die Spraystruktur. Der größte Einfluss unterschiedlicher k-Faktoren wirkt sich dabei auf die Größe von Kavitationsgebieten aus, die den effektiven Lochquerschnitt reduzieren und einen Energieverlust darstellen. Positive k-Faktoren verringern das Auftreten von Kavitationsgebieten, wohingegen sie von negativen k-Faktoren verstärkt werden [Pot00], [Win04]. Durch die effizientere Umwandlung von Druck in Geschwindigkeit auf Grund kleinerer Kavitationsgebiete erhöht sich die Strahlaufbruchlänge mit zunehmend positiven k-Faktoren, obwohl natürlich ab bestimmten k-Faktoren Grenzen erreicht werden. Auch wird das Spray schlanker und der Strahlimpuls erhöht sich [Pau01]. Zunehmend kleinere oder gar negative k-Faktoren verringern diese Größen entsprechend. Auch reduzieren höhere k-Faktoren die Wirkung der HE-Verrundung, da beide düsenseitigen Maßnahmen ihre Wirkung in einer ähnlichen Weise entfalten [Win04]. Auswirkungen des k-Faktors am optisch zugänglichen Motor sind ebenfalls Abschnitt 5.2.2 zu entnehmen.

## 3 Mess- und Analysetechnik

### 3.1 Transparentmotor

In der modernen Motorenentwicklung kommen immer häufiger Messverfahren zum Einsatz, deren Anwendung optische Zugänglichkeiten zum Brennraum des Motors während des Testbetriebs erfordert. Ziel ist es, über diese Zugänge entweder elektromagnetische Strahlung (in den meisten Fällen sichtbares oder unsichtbares Laserlicht) einzubringen oder Signale aus dem Brennraum zu empfangen.

Während die häufig bei der Untersuchung von Einspritzsystemen anzutreffenden Hochdruck-/Hochtemperaturbrennkammern mit ihren hervorragenden optischen Zugängen zwar in der Lage sind, eine Strahl- und Verbrennungsdiagnostik unter dieselmotorisch relevanten Gegendrücken, Temperaturen und Gaszusammensetzungen zu ermöglichen, kann durch sie aber keine Ladungsbewegung dargestellt werden. Hingegen können einzig am Entwicklungswerkzeug Transparentmotor optische Einblicke in Vorgänge im Brennraum eines realen Verbrennungsmotors gewonnen werden [Koy99]. Denn neben der normalen Kolbenhubbewegung kommt hier trotz einer Reihe kleinerer nötiger Modifikationen ein originaler Zylinderkopf mit einer originalen Motor-, Brennraum- und Kolbengeometrie zum Einsatz. Dadurch ist es möglich, optische Versuche unter den Randbedingungen realer innermotorischer Phänomene wie beispielsweise der Spray-Wand-Interaktion, der motortypischen Dynamik und der Ladungsbewegung durchzuführen. Untersuchungen an optisch zugänglichen Motoren sind somit ein unverzichtbares Hilfsmittel zur Charakterisierung der Dieselmischbildung und Verbrennung.

Häufig werden dann die an einem Transparentmotor gewonnenen Ergebnisse mit Emissionsmessungen eines thermodynamisch gleichgestellten Motors verglichen, um auftretende Phänomene fundierter erklären zu können. Dies war auch bei der vorliegenden Arbeit der Fall.

Allerdings ist die thermodynamische Gleichstellung zwischen Transparent- und Emissionsmotor bei der Untersuchung eigentlich identischer Arbeitspunkte in der Regel nicht automatisch gegeben. Der Grund liegt in den nötigen konstruktiven Anpassungen des Transparentmotors (siehe nachfolgend). Hauptsächlich ist dies die meist nötige Absenkung der Kolbenringe, was durch zusätzliches Totvolumen zu einer Reduzierung des Verdichtungsverhältnisses führt. Auch wird das Totvolumen weiterhin vergrößert, indem die Glühkerze gegen eine Brennraumdrucksonde ausgetauscht wird. Daneben haben die verwendeten Graphitkolbenringe einen größeren Blow-By (Leckage) und die Verwendung anderer Werkstoffe (insbesondere Quarzglas mit im Vergleich zu Metall geringerem Wärmeleitkoeffizienten) führt zu

geänderten Wandwärmeverlusten. Auch ist das Zylinderrohr im Bereich des Quarzglasrings im Gegensatz zur Situation beim Emissionsmotor nicht thermisch konditioniert. Da eine vollkommene thermodynamische Gleichstellung mit dem Emissionsmotor somit nicht möglich ist, wurde als Näherungskriterium ein ähnlicher Zylinderdruckverlauf, insbesondere ein identischer Kompressionsenddruck im Schleppbetrieb angestrebt. Im Transparentmotor liegt dieser Druck bei identischen Arbeitspunkten niedriger, wenn nicht durch geeignete Maßnahmen kompensiert wird. Man könnte theoretisch den Quetschspalt und/oder die Kolbenmulde verkleinern, womit das Totvolumen und damit das Verdichtungsverhältnis an das des Emissionsmotors angeglichen würde. Zumindest aus Sicht des idealen oder vollkommenen Motors (keine Wandwärmeübergänge, keine Leckage) wäre damit die Gleichstellung erreicht. Allerdings würde diese Maßnahme das Sprayverhalten des Einspritzsystems und die Gasströmung im Brennraum inakzeptabel beeinflussen. Legitimer scheint eine Kompensation durch Erhöhung des Ladedrucks. Dabei muss man sich aber bewusst sein, dass sich dann eine höhere Luftmasse im Zylinder befindet, was die Wärmekapazität der Luft im Zylinder erhöht und sich in einer niedrigeren Kompressionsendtemperatur auswirken wird. Dies wird durch den Einfluss des geringeren Verdichtungsverhältnisses im Vergleich zum Emissionsmotor noch verstärkt. Für die Einspritzstrahlen würde dann zwar der gleiche Druck, aber eine niedrigere Temperatur und höhere Dichte der Luft vorliegen. Nun könnte man eine noch bessere Gleichstellung über eine Erhöhung von Ladedruck und -temperatur in Betracht ziehen, um mit dem Emissionsmotor identische Kompressionsenddrücke und -temperaturen zu erreichen, denn dann wären aus thermodynamischer Sicht zum Zeitpunkt des Kompressionsendes identische Bedingungen gegeben. Jedoch ist die Kompressionsendtemperatur weder am Transparent- noch am Emissionsmotor zugänglich und müsste für beide Motoren unter etlichen Annahmen berechnet werden. Auf Grund der zu erwartenden Ungenauigkeiten bei den Berechnungen wäre hierdurch kein Zugewinn an Genauigkeit zu erwarten. Als weiteres Kriterium wird daher aus dem Druckverlauf gefeuerter Arbeitsspiele nach dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik der Heizverlauf errechnet. Anhand der Lage des Brennbeginns<sup>3</sup> und des Verbrennungsschwerpunktes<sup>4</sup> können weitere Rückschlüsse auf die zu wählende Ladelufttemperatur gezogen werden. Die Temperatur der konditionierbaren unteren Laufbuchse (siehe weiter unten) zielt auf eine ähnliche Wirkung. Sie wurde aus praktischen Gründen jedoch nur einmalig für alle Versuche eingestellt, weshalb der Transparentmotor über die Erhöhung des Ladedrucks und die Wahl der Ladelufttemperatur mit dem Emissionsmotor thermodynamisch gleichgestellt wurde. Der verbleibende systematische Fehler erscheint unter den gegebenen Messgenauigkeiten als akzeptabel.

---

<sup>3</sup> Brennbeginn bezeichnet den Zeitpunkt des ersten durch die Verbrennung hervorgerufenen Druckanstiegs

<sup>4</sup> Der Verbrennungsschwerpunkt ist der Zeitpunkt, zu dem 50 % des eingespritzten Kraftstoffs umgesetzt sind

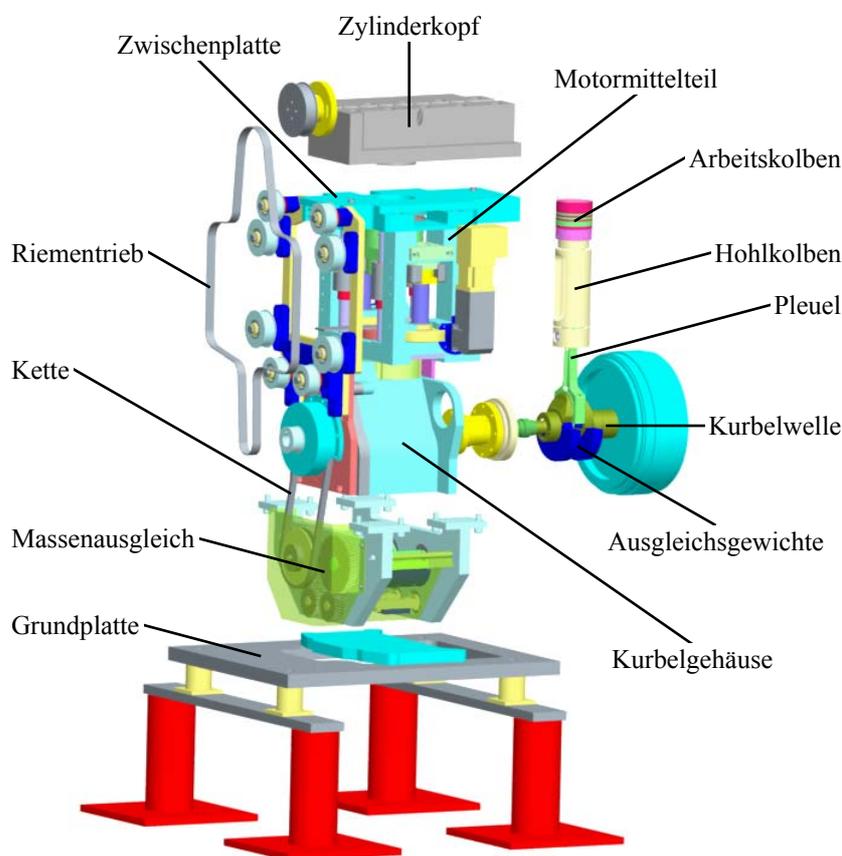
### **Aufbau und optischer Zugang**

Den grundsätzlichen Aufbau des transparentmotorischen Prüfstands zeigt Abbildung 3-1. Im Wesentlichen besteht dieser aus vier Modulen:

- Ein auf einer Grundplatte befestigtes Kurbelgehäuse eines Einzylinder-Seriendieselmotors der Firma Hatz bildet die Basis der Anordnung. In ihm ist eine speziell für diese Anwendung gefertigte Kurbelwelle montiert, welche für die auftretenden hohen Belastungen und den Hub von 80,5 mm ausgelegt ist. An ihren Kurbelwangen sind entsprechende Ausgleichsgewichte montiert. Auf der Kurbelwelle ist ein hochfestes Pleuel befestigt, an das sich ein verlängerter Hohlkolben und schließlich an ihn der eigentliche Arbeitskolben anschließt (siehe weiter unten).
- Unterhalb der Grundplatte befindet sich ein Massenausgleich zur Tilgung der oszillierenden Massenkräfte der 1. und 2. Ordnung. Es besteht aus zwei Paaren übereinander angeordneter Ausgleichswellen, die mit entsprechenden Massestücken belegt sind. Der Antrieb von der Kurbelwelle erfolgt über eine Kette. Das obere Paar läuft mit Kurbelwellendrehzahl gegensinnig um und kompensiert die oszillierenden Massenkräfte 1. Ordnung. Das untere Paar läuft über ein Getriebe mit doppelter Kurbelwellendrehzahl gegensinnig um und gleicht die oszillierenden Massenkräfte 2. Ordnung aus. Durch diese Maßnahme und den an den Kurbelwellen montierten Ausgleichsgewichten werden an diesem Motor sowohl die oszillierenden Massenkräfte 1. und 2. Ordnung als auch die rotierenden Massenkräfte zu 100 % ausgeglichen. Vibrationen des Aggregats im Prüfbetrieb, welche für optische Untersuchungen extrem nachteilig sind, werden somit auf ein Minimum reduziert.
- Auf dem Kurbelgehäuse ist ein Motormittelteil angebracht, dessen Hauptfunktion darin besteht, einen auf Espey und Dec in [Esp93] zurückgehenden Mechanismus bereitzustellen, der es ermöglicht, in sehr kurzer Zeit die obere Zylinderlaufbuchse für Reinigungsarbeiten am Brennraum abzusenken. An der Frontseite befindet sich über einen Rahmen mit Umlenkrollen der Riementrieb, der so geführt wird, dass der optische Zugang durch ihn nicht beeinträchtigt wird. Das Mittelteil stellt das „Herzstück“ des Transparentmotors dar und wird weiter unten gesondert beschrieben.
- Oberhalb des Mittelteils ist schließlich der Zylinderkopf auf einer Zwischenplatte montiert. Der Zylinderkopf wurde an der Unterseite bis auf den verwendeten 2. Zylinder abgefräst und mit der Zwischenplatte dichtend verklebt. Die Zwischenplatte erleichtert die Montage des Zylinderkopfs und verschließt die Wasser- und Ölkanäle an der Unterseite des Zylinderkopfs. Über eigene Bohrungen ermöglicht sie den Zu- und Ablauf von Wasser und Öl zum Zylinderkopf. Wasser und Öl werden im Versuchsbetrieb auf eine gewünschte Temperatur konditioniert. Die Abgaskanäle der nicht verwendeten Zylinder wurden verschlossen, während das Ansaugmodul unverändert blieb, da ein Verschließen der nicht benutzten Zylinder durch den begrenzten Zugang schwierig gewesen wäre

und auch beim baugleichen Emissionsmotor hierdurch kein Einfluss auf die Messergebnisse festgestellt werden konnte.

Untersuchungen an Transparentmotoren ziehen eine recht schnelle Verschmutzung der optischen Zugänge nach sich. Dies ist insbesondere bei Messungen mit Verbrennung wegen des anfallenden Rußes der Fall, wobei die betroffenen Komponenten auch bei Messungen ohne Verbrennung durch Kraftstoffrückstände hiervon nicht vollkommen verschont bleiben. Die Qualität der Ergebnisse wird dadurch erheblich beeinträchtigt, weshalb eine ständige Reinigung dieser Teile von Seiten des Brennraums erforderlich ist. Aus anderen Arbeiten sind Transparentmotorkonzepte bekannt, bei denen diese Reinigung sehr aufwändig ist, da beispielsweise der Zylinderkopf demontiert werden muss, um den Zugang ins Innere des Brennraums herzustellen. Entsprechend lange Rüstzeiten zwischen den Versuchen sind die Folge.



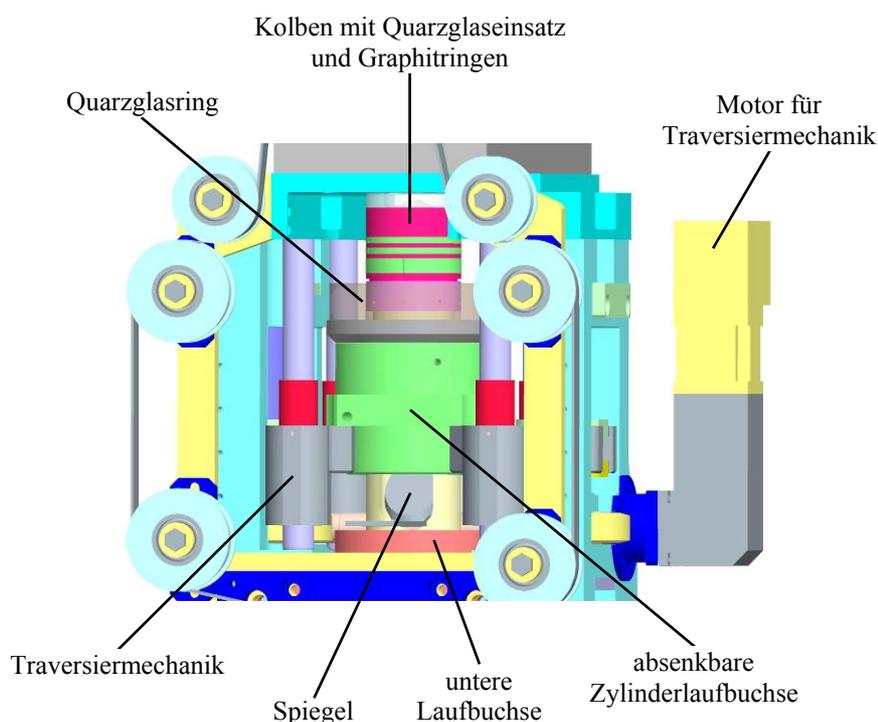
**Abbildung 3-1:** CAD-Modell des prinzipiellen Aufbaus des Transparentmotors

Für die Untersuchungen in dieser Arbeit wurde ein spezielles Motormittelteil verwendet, das es ermöglicht, den Aufwand für die nötigen Reinigungsarbeiten auf ein Minimum zu reduzieren. Abbildung 3-2 zeigt eine Detailansicht dieses Bauelements.

Der Zugang ins Innere des Brennraums wird bei diesem Konzept über eine absenkbare Laufbuchse gewährleistet, welche an einer Traversiermechanik befestigt ist. Die Traversier-

mechanik ist ein Element des Motormittelteils. Bei Bedarf versetzt ein Elektromotor eine Gewindewelle in Drehung, die über Zahnräder und entsprechende weitere Wellen die Lager der Laufbuchse gleichmäßig über den langen Hohlkolben in vertikaler Richtung nach unten bewegt. Auf der absenkbaaren Laufbuchse liegt in einer Nut ein Quarzglasring auf, der nach Stellen des Kolbens in den unteren Totpunkt nun abgenommen und gereinigt werden kann. Im Betriebszustand liegt der Quarzglasring nach oben hin mit einer Flachdichtung gegen den Zylinderkopf bzw. gegen die Zwischenplatte an. Die lichte Höhe des Rings (ca. 2 mm werden an der Unterseite von der Nut verdeckt) wurde mit 25,7 mm so gewählt, dass bei Blick von der Seite der Boden der Kolbenmulde ab einem Kurbelwellenwinkel von etwa  $41^\circ$  vor OT einzusehen ist.

Wie schon weiter oben erwähnt, befindet sich innerhalb der Laufbuchse ein langer Hohlkolben, an den mittels einer Überwurfmutter der Arbeitskolben angeschlossen ist. Der Arbeitskolben besteht aus einem hohlen Metallzylinder, der in der oberen Hälfte innen leicht konisch zuläuft und als Aufnahme für die Quarzglaskrone dient. Diese ist eine exakte Nachbildung der originalen Kolbengeometrie und wird in die Aufnahme eingeklebt. Auf diese Weise ist über einen Metallspiegel, der mit einem Halter ortsfest im Hohlkolben positioniert ist, zusätzlich der wichtige optische Zugang über den Kolbenboden gegeben. Dieses Prinzip eines optischen Zugangs von unten zum Brennraum wird erstmals von Bowditch in [Bow61] erwähnt und fand bei Witzky in [Wit67] breite Anwendung. Zur Reinigung der Quarzglaskrone des Arbeitskolbens wird ebenfalls die Laufbuchse abgesenkt, der Quarzglasring entfernt und der gesamte Arbeitskolben nach Lösen der Überwurfmutter vom Hohlkolben gegebenenfalls abgenommen.



**Abbildung 3-2:** Detailansicht des CAD-Modells des Transparentmotormittelteils

Da die Aufnahme der Quarzglaskrone sowie der Hohlkolben einen geringeren Innendurchmesser als die Zylinderbohrung aufweisen, aber dennoch der gesamte Brennraum einzusehen sein soll, hat die Quarzglaskrone an der Unterseite eine nach den optischen Gesetzen ausgelegte konkave Form (siehe auch Abbildung 3-31 und Abbildung A-1 im Anhang). Somit wirkt sie als Linse, weitet also den Strahlengang zum Brennraum hin entsprechend auf. Damit wird auf den im Hohlkolben platzierten Metallspiegel und auf die Kamera ein verkleinertes Bild der Geschehnisse im Brennraum projiziert. Allerdings gehen hiermit auch Verzerrungen des Bildes einher. Würde man die Untersuchungen mit einem Flachkolben, also einem Kolben ohne dieseltypische Kolbenmulde durchführen, so würden nur lineare Verzerrungen auftreten, die aus der Geometrie über einen entsprechenden Auswertalgorithmus zurückgerechnet werden könnten. Die Verwendung eines Flachkolbens wäre aber bei den vorliegenden Untersuchungen wenig aussagekräftig, weshalb eine Quarzglaskrone mit der originalen Kolbengeometrie verwendet werden sollte, wobei im Bereich der Kolbenmulde weitere Verzerrungen entstehen, deren Rückrechnung nun deutlich schwieriger und um den Kolbenmuldenrand sogar unmöglich ist [Uhl04]. Lediglich eine teilweise bzw. gebietsweise Rückrechnung (innerer Bereich der Kolbenmulde und äußerer „Flachbereich“) ist also denkbar. Aus den genannten Gründen und da aus Sicht des Autors hierdurch kein Zugewinn an Informationen resultiert, wurde im Rahmen dieser Arbeit für die qualitative Interpretation auf eine derartige Nachbearbeitung des gewonnenen Bildmaterials verzichtet. Zudem sind die Geometrie der Kolbenmulde und die der Linse zumindest zentrumsnah recht ähnlich bzw. konzentrisch, so dass im Bereich der Mulde ohnehin keine extremen Verzerrungen auftreten. Für Bildmaterial, das der rechnergestützten quantitativen Bildauswertung zugeführt werden sollte, wurde aber vorbereitend ein Entzerrungsverfahren angewendet, das in Abschnitt 3.4.1 beschrieben wird.

Die Kolbenringe am Arbeitskolben sind aus Graphit. Dies hat den entscheidenden Vorteil, dass im Gegensatz zu Metallringen auf eine Ölschmierung verzichtet werden kann, da das Öl, welches dann unweigerlich in den Brennraum gelangen würde, die optischen Versuche beeinträchtigen könnte. Insgesamt werden drei Kolbenringe verwendet. Die beiden oberen Ringe sind Kompressionsringe, wie es auch bei Serienkolben üblich ist. Hingegen handelt es sich bei dem unteren Ring um keinen Ölabstreifring, da in diesem Bereich des Aggregats ja kein Öl vorhanden ist. Dieser zweigeteilte Ring ist als Führungsring anzusehen. Auch ist die ablenkbare Laufbuchse, in der diese Kolbenringe oszillieren, mittels Silikonöl beheizbar, um Wandtemperaturen einzustellen, die den thermodynamischen Anforderungen entsprechen.

Am unteren Rand des Hohlkolbens befindet sich ein weiterer Kolbenring, der in einer unteren Laufbuchse oszilliert. Neben der Führung des Hohlkolbens, soll dieser ein Austreten von Ölnebel aus dem Kurbelgehäuse weitestgehend unterbinden, da dieses Spray die optischen Komponenten, insbesondere den Metallspiegel, unerwünscht benetzen würde.

## 3.2 Messtechnische Hilfsmittel – Lasersysteme

Lasermesstechniken stellen die zentralen Diagnosetechniken für die an dem 2V-Motor durchgeführten Untersuchungen dar. Laser (light amplification by stimulated emission of radiation) sind kohärente und meist hochintensive, monochromatische Lichtquellen mit niedriger Strahldivergenz. Die hauptsächlichen Bauelemente sind fast immer ein Resonator, der mit einem laseraktiven Medium gefüllt ist und eine Pumpquelle. Das laseraktive Medium kann jeden Aggregatzustand aufweisen. Die Pumpquelle besteht häufig aus Blitzlampen oder Dioden. Das Grundprinzip aller Laser ist die Erzeugung einer Besetzungsinversion im optisch aktiven Medium. Das hierzu nötige Energieniveau wird direkt oder indirekt durch die Pumpquelle angeregt. Es werden Photonen emittiert, die an den Endspiegeln des Resonators reflektiert werden und ihrerseits an anderen angeregten Molekülen die Emission eines weiteren Photons auslösen können. Die emittierten Photonen sind mit den anregenden in Phase und können wiederum die Emission von Photonen hervorrufen, wodurch ein lawinenartiger Verstärkungseffekt zustande kommt.

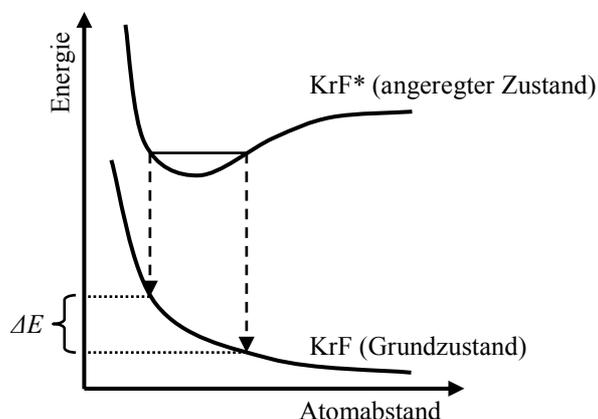
Für die Untersuchung der Gemischbildung und Verbrennung wurde eine Kombination aus Mie-Streulicht und laserinduzierter Fluoreszenz (LIF) herangezogen, wofür aus praktischen Gründen als Lichtquelle ein Excimer-Laser verwendet wurde. Ein weiterer zentraler Aspekt ist die Bestimmung der flächig aufgelösten Rußkonzentration, was mit Hilfe der laserinduzierten Inkandeszenz (LII), basierend auf der Anregung mit einem Neodym-YAG-Laser, realisiert wurde. Das diesen beiden Lasersystemen zu Grunde liegende Prinzip mit Bezug auf die motorische Applikation soll im Folgenden knapp vorgestellt werden.

### 3.2.1 Excimer-Laser

Excimer-Laser sind derzeit die flexibelsten und leistungsstärksten Quellen kohärenter Strahlung im ultravioletten Bereich. Da ihre kurzwelligen, ultravioletten Emissionen beim Auftreffen keine thermischen Wechselwirkungen hervorrufen, werden sie auch als sog. *Kaltlichtlaser* bezeichnet. Dabei liegen die erreichbaren Wellenlängen je nach dem verwendeten gasförmigen Medium zwischen 108 nm (NeF) und 351 nm (XeF). Der Begriff „Excimer“ ist die Abkürzung für „excited dimer“ und bezieht sich auf das Lasermedium, ein nur im angeregten Zustand existierendes zweiatomiges Molekül. Eigentlich sind Dimere aber Moleküle aus zwei identischen Atomen, was z. B. bei dem System  $\text{Xe}_2$  (172 nm) der Fall ist. Am häufigsten werden aber Verbindungen von Edelgasen und Halogenen, also zwei unterschiedlichen Atomen, verwendet, weshalb der Begriff „exciplex“ (excited state complex) treffender wäre. In beiden Fällen hat sich aber die Bezeichnung „Excimer“ durchgesetzt. Wegen der notwendigen sehr

hohen Pumpleistungen werden Excimer-Laser nur gepulst betrieben [Kil02]. Allerdings lässt sich der Zeitpunkt der Emission der Laserpulse durch eine externe Triggerung sehr genau festlegen, weshalb sich der Laser innerhalb der Grenzen seiner maximalen Repetitionsrate sehr genau mit äußeren Ereignissen, wie z. B. bestimmten Kurbelwinkeln, synchronisieren lässt. Dies kann bei motorischen Untersuchungen von Vorteil sein.

Die Funktion von Excimer-Lasern beruht auf der Besetzungsinversion der Excimere. Diese werden durch einen Elektronenstrahl oder durch eine Hochspannungsentladung erzeugt, was automatisch zu einer Besetzungsinversion führt, da die Dimere nur im angeregten Zustand vorkommen, aber keine oder nur schwach gebundene Grundzustände besitzen. Die Excimere zerfallen dann unter der Emission von Photonen. Zur Verstärkung findet diese Strahlungsemission in einem optischen Resonator statt. Die Strahlung wird anschließend durch einen teildurchlässigen Spiegel ausgekoppelt [Kne08].



**Abbildung 3-3:** Potentialkurve eines Excimers im elektronischen Grundzustand und im angeregten Zustand [Dre03]

Jedoch führt die Tatsache, dass Excimer-Laser kurze Pulsdauern von 10 bis 30 ns haben dazu, dass sie auf vielen Moden gleichzeitig in einem relativ breiten Wellenlängenbereich emittieren. Es kommt also zu einer heterogenen Verbreiterung bzw. Verstärkung. Aus Abbildung 3-3 ist dies am Beispiel KrF (248 nm) erkennbar. Das Laserlicht eines solchen Lasers hat in der Regel eine Bandbreite von 1 nm [Dre03].

Für die nachfolgenden Untersuchungen wurde ein mit XeCl (308 nm) befüllter Excimer-Laser (COMPex 201 des Herstellers Lambda Physik) eingesetzt. Dieser stellt eine maximale Energie von 400 mJ bei einer maximalen Repetitionsrate von 10 Hz und einer nominalen Pulsdauer von 25 ns bereit. Seine Strahlabmessungen betragen 24 mm in der Breite und maximal 12 mm in der Höhe [Lam98]. Dieses ausgehende Strahlprofil erfährt auf der Strecke bis zum Messvolumen automatisch eine Aufweitung und ist ausreichend, um den gesamten Brennraum ohne weitere Optiken integral zu erfassen. Denn einerseits tritt eine Eigendivergenz des Laserlichts auf und andererseits sind die nötigen Umlenkspiegel und Strahlteiler nie exakt unter 45° bzw. 90° zum Laserlicht ausrichtbar, wodurch eine weitere Aufweitung resultiert.

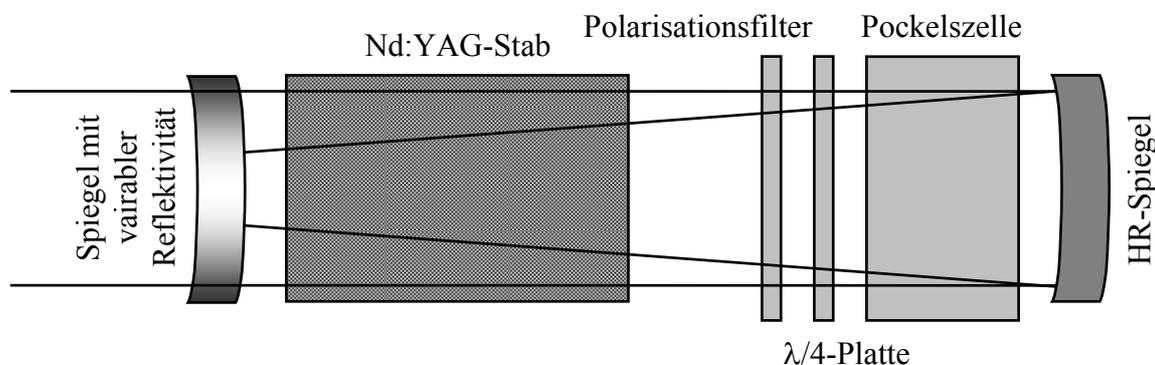
### 3.2.2 Neodym-YAG-Laser

Neodym-dotierte Yttrium-Aluminium-Granat Laser oder kurz Nd:YAG-Laser sind für die Untersuchung wissenschaftlicher Problemstellungen auf Grund ihres robusten und wartungsarmen Betriebsverhaltens weit verbreitete Lasersysteme. Wie der Name schon sagt, dient als laseraktives Medium ein Stab aus mit Neodym dotiertem Yttrium-Aluminium-Granat (Yttrium- $\text{Al}_2\text{O}_3$ ). Dabei sind ca. 1 % der  $\text{Y}^{3+}$ -Ionen durch  $\text{Nd}^{3+}$ -Ionen ersetzt [Kne08].

Überwiegend werden diese Ausführungen heutzutage mit Laserdioden oder mit breitbandigen Blitzlampen gepumpt. Letzteres ist bei dem hier verwendeten Quantel Brilliant B der Fall. Für Dioden spricht, dass diese in der Lage sind, die ganze optische Pumpleistung in einem der oberen Energiebänder zu deponieren, die für das optische Pumpen benutzt werden [Scho03]. Dabei liegt die höchste Energieabgabe bei der verwendeten Grundwellenlänge von 1064 nm. Mittels des Einsatzes von Frequenzvervielfachungskristallen lässt sich diese Wellenlänge teilen, so dass die 2. Harmonische (532 nm), die 3. Harmonische (355 nm) oder die 4. Harmonische (266 nm) verwendet werden können. Allerdings liegt die Effizienz der Frequenzkonversion pro Verdopplung nur bei maximal 50 %. Bei einer Frequenzvervierfachung würden demnach nur ca. 25 % der ursprünglichen Pulsenergie verbleiben. Daher sollte eine Frequenzvervielfachung nur eingesetzt werden, wenn eine kürzere Wellenlänge für die jeweilige Messtechnik unbedingt erforderlich ist.

Ein weiteres Merkmal von Nd:YAG-Lasern ist ein spezieller Güteschalter, der sog. *Q-Switch*, der im Resonator angebracht ist. Dieser Q-Switch, dessen Aufbau Abbildung 3-4 im Schema zeigt, ist in der Lage, die Resonatoreigenschaften sozusagen ein und aus zu schalten. Er wird dann durchgeschaltet, wenn die Besetzungsinversion nahe dem Maximum ist, worauf das Laserlicht in einem kurzen Puls ausgegeben wird. Durch die Wahl des zeitlichen Abstands zwischen Pumpquelle und Q-Switch kann damit bei gegebener Leistung der Pumpquelle die Pulsenergie in gewissen Grenzen beeinflusst werden. Dies ist bei Versuchen mit wechselnden Pulsenergien von großem Vorteil. Denn wird die Pulsenergie über die Leistung der Pumpquelle geregelt, verändert sich in der Regel auch das Strahlprofil. Bei der Anpassung des Delays des Q-Switch ist dies innerhalb gewisser Grenzen nicht der Fall und der optische Aufbau muss nicht oder nicht in dem großen Maße nachjustiert werden. Vom Aufbau besteht ein Q-Switch aus einem Polarisationsfilter, einer  $\lambda/4$ -Platte und einer Pockelszelle. Verlässt das Licht den Nd:YAG-Stab, so wird es im ersten Schritt am Polarisationsfilter linear und anschließend an der  $\lambda/4$ -Platte zirkular polarisiert. Ist an der Pockelszelle keine Spannung angelegt, ist diese optisch unwirksam und kann vom Licht unbeeinflusst passiert werden. Das Licht wird am HR-Spiegel des Resonators reflektiert, durchquert die Pockelszelle erneut und wird an der  $\lambda/4$ -Platte wieder linear polarisiert. Da aber nun die Polarisations Ebene um  $90^\circ$  gedreht ist, wird es am Polarisationsfilter zurückgehalten. Wird aber an der Pockelszelle die richtige Spannung angelegt, verhält sich diese wie eine zweite  $\lambda/4$ -Platte, das Licht wird

zweimal um  $90^\circ$  gedreht und kann den Polarisationsfilter durchdringen [Scho03]. Die Auskopplung des Laserlichts erfolgt schließlich über den Spiegel mit variabler Reflektivität.



**Abbildung 3-4:** Schema des Aufbaus eines Q-Switch im Resonator eines Nd:YAG-Lasers nach [Scho03]

Der für die LII-Messungen verwendete Nd:YAG-Laser Quantel Brilliant B verfügt bei seiner Grundwellenlänge von 1064 nm, maximaler Blitzlampenleistung und leistungsoptimalem Q-Switch Delay über eine Pulsenergie von etwa 900 mJ. Im Gegensatz zu Excimer-Lasern darf bei Nd:YAG-Lasern aus thermischen Gründen von der vorgegebenen Repetitionsrate durch die Triggerung nur geringfügig abgewichen werden. Bei dem hier verwendeten Laser beträgt die Repetitionsrate 10 Hz mit einer Abweichungstoleranz von  $\pm 5\%$ . Aus diesem Grund konnte nicht jeder Laserpuls und jedes Arbeitsspiel für motorische Messungen genutzt werden, sondern es musste mit Schwebungen gearbeitet werden. Die LII-Messungen wurden bei 2000 U/min durchgeführt, da diese Drehzahl für die Emissionszertifizierung in Neuen Europäischen Fahrzyklus besonders relevant ist und schon zuvor Versuche mit anderen Messtechniken u. a. bei dieser Drehzahl durchgeführt wurden. Daraus ergab sich die günstigste Kombinationsmöglichkeit zwischen Laser und Motor, indem jedes 8. Arbeitsspiel und dazu passend jeder 5. Laserpuls für eine Messung genutzt wurden. Die hierfür nötige Steuerung wurde von dem auch sonst verwendeten LabVIEW FPGA<sup>5</sup>-Modul übernommen. Für dieses wurde jedoch zu diesem Zweck ein spezielles Programm implementiert. Die grundlegenden Funktionen bestehen darin, zunächst den Laser für eine bestimmte Dauer zeitgesteuert mit 10 Hz aufzuwärmen, was nötig ist, um ein stabiles Strahlprofil zu erhalten. Nachdem der Motor anschließend auf die gewünschte Drehzahl geschleppt und die Einspritzung freigegeben wurde, erfolgt eine schrittweise Synchronisation mit diesem auf Basis von Nocken- und Kurbelwellensignalen, nach deren Abschluss in jedem 8. Arbeitsspiel eingespritzt und zu vorher vorgegebenen Zeitpunkten Messungen durchgeführt werden. Daneben wird auch die Steuerung des Q-Switch Delays und der Kamera von diesem Programm übernommen.

<sup>5</sup> FPGA (Field Programmable Gate Array) beschreibt ein echtzeitfähiges Triggersystem. Die logischen und zeitlichen Zusammenhänge zwischen den diversen zur Verfügung stehenden Ein- und Ausgängen sind innerhalb weiter Grenzen frei programmierbar.

## 3.3 Optische Messtechniken

„Über die verwickelten, dem Auge unsichtbaren Verbrennungsvorgänge im Zylinderinnern herrscht große Unklarheit; jedes neue Messmittel dafür ist erwünscht. Deshalb wurde versucht, diesen Vorgang dem Auge sichtbar zu machen“ [Mad25]. So beschrieb Mader vor nunmehr über 80 Jahren den Anspruch an seine erstmals in einem Motor erzielten optischen Ergebnisse. Vielfalt, Anspruch und Präzision der an optisch zugänglichen Motoren anwendbaren Messtechniken haben sich seitdem enorm weiterentwickelt. Dennoch hat das Zitat auch bei aktuellen Forschungsaufgaben rund um Hubkolbenmotoren mehr Gültigkeit denn je.

Im Rahmen der Arbeiten, die dieser Veröffentlichung zu Grunde liegen, sollte zunächst die Einspritzung und Gemischbildung analysiert werden, was mit Hilfe eines kombinierten Aufbaus aus Mie-Streulicht und laserinduzierter Fluoreszenz (LIF) unter inerten Bedingungen durchgeführt wurde. Daneben stand die Verbrennung im Fokus des Interesses. Sie wurde durch die flächenaufgelöste Detektion der Festkörperstrahlung leuchtender Rußpartikel, kurzum durch das Rußeigenleuchten (REL), untersucht. Für die Visualisierung und quantitative Bestimmung von Rußkonzentrationen in diskreten Ebenen im Brennraum wurde die laserinduzierte Inkandescenz (LII) angewendet.

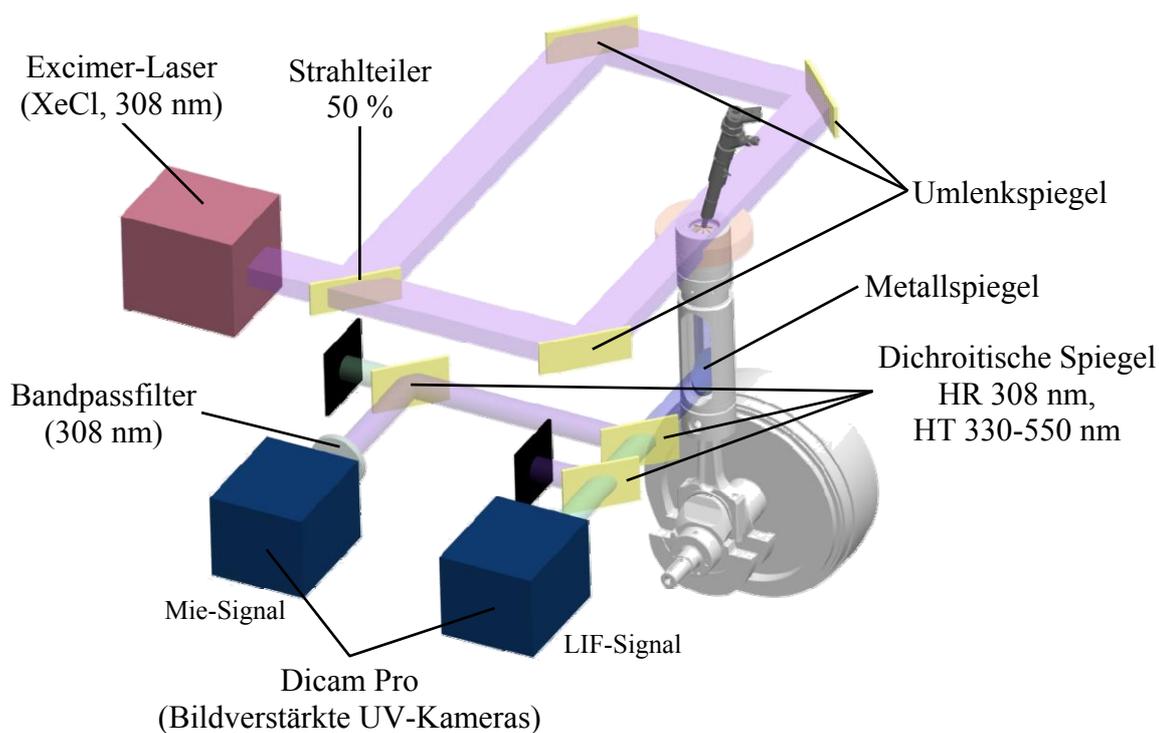
Die kombinierte Mie-/LIF-Technik und das REL wurde bereits in vergangenen transparentmotorischen Arbeiten bei der Forschung und Vorausentwicklung der Robert Bosch GmbH erfolgreich eingesetzt, weshalb auf sie nur in knapper Form und insbesondere auf vorgenommene Modifikationen und Erweiterungen eingegangen wird. Die zugehörigen Grundlagen können anderen Veröffentlichungen entnommen werden, auf die an den geeigneten Stellen verwiesen wird. Die LII stellt dagegen eine neue Messtechnik für derartige Themenstellungen dar, die nach Kenntnisstand des Autors zuvor noch niemals an Dieselmotoren mit Realkolbengeometrien angewendet wurde, weshalb sie deutlich ausführlicher behandelt wird.

### 3.3.1 Mie-/LIF-Technik

Bei dieser kombinierten Messtechnik werden zwei physikalische Messprinzipien, nämlich das Mie-Streulicht und die laserinduzierte Fluoreszenz, synchron angewendet. Das Mie-Signal gibt Aufschluss über die Flüssigphase des Kraftstoffs, während das LIF-Signal die Verteilung der Flüssig- und Dampfphase visualisiert. Die Messungen werden dabei an realem Dieseldieselkraftstoff nach DIN EN 590 durchgeführt, der ein Gemisch aus vielen Komponenten ist, um reale physikalische Eigenschaften mit Blick auf die Sprayausbreitung und Verdampfung zu erhalten, was mit Ersatzkraftstoffen in der Regel nicht darstellbar wäre. Dies hat insbesondere Auswirkungen auf die LIF. Denn durch die Verwendung eines breitbandigen UV-Excimer-

Lasers (XeCl, 308 nm) werden damit viele Stoffe, insbesondere aber die Aromaten und von diesen wiederum diejenigen mit zwei und mehr Ringen zur LIF angeregt [Bar05], [Ros05]. Eine direkte Quantifizierung der lokalen Kraftstoffkonzentration wird dadurch praktisch unmöglich, wobei weiter unten dennoch Ansätze diskutiert werden. Ebenso sind die mit der Mie-Streulichttechnik gewonnenen Ergebnisse theoretisch quantifizierbar, wobei jedoch die Randbedingungen am optisch zugänglichen Motor viel zu komplex sind. Zwar sind die Dieseltröpfchen, wie es die Mie-Theorie erfordert, groß gegenüber der anregenden Wellenlänge, jedoch sind für eine Bestimmung der Kraftstoffmasse z. B. Größe und Form der Tröpfchen in einer Wolke viel zu unterschiedlich und ihre Abstände zu gering [Uhl04]. Die photophysikalischen Grundlagen dieser beiden Messprinzipien sollen darüber hinaus nicht weiter dargestellt werden, da sie bereits Gegenstand zahlreicher Veröffentlichungen wie [Hen06], [Roo89], [Scho03], [Uhl04], [Wir97], [Wol95] sind und diesen entnommen werden können.

Den prinzipiellen Aufbau der Versuchsanordnung zeigt Abbildung 3-5:



**Abbildung 3-5:** Prinzipdarstellung des kombinierten Versuchsaufbaus für Mie-Streulicht und laserinduzierte Fluoreszenz am Transparentmotor

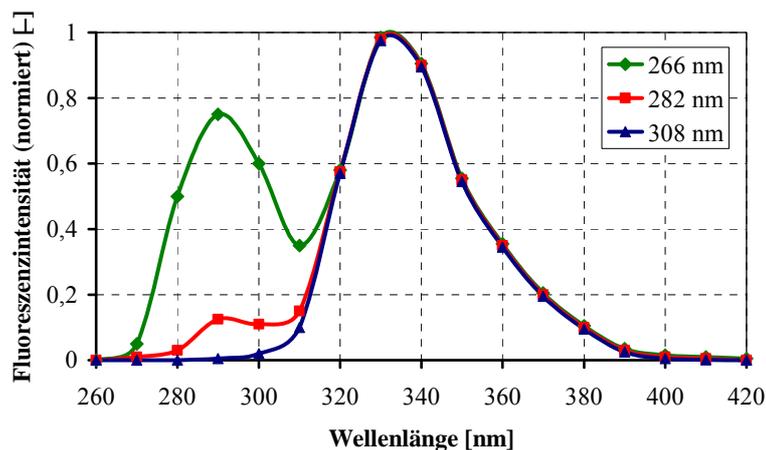
Der Brennraum wird integral mit einem Excimer-Laser mit einer Wellenlänge von 308 nm (XeCl) beleuchtet. Der Laserstrahl wird zu einem Profil von 75 x 25 mm geformt und mittels eines Strahlteilers zu 50 % von vorne und hinten durch den Quarzglasring in den Brennraum eingekoppelt. Das Messsignal wird durch die Quarzglaslinse und den Hohlkolben über den Spiegel abgegriffen. Das Mie-Signal entsteht durch elastische Streuung des Laserlichts an den flüssigen Kraftstofftröpfchen. Das eingebrachte Licht erfährt also keine Wellenlängenver-

schiebung. Hingegen ist das LIF-Signal durch den zu Grunde liegenden photophysischen Prozess zu größeren Wellenlängen hin verschoben. Die Signalseparation erfolgt über eine geeignete Anordnung dreier dichroitischer Spiegel, die Licht von 308 nm reflektieren und Licht im Bereich von 330 – 550 nm transmittieren. Die beiden Signale werden mittels zweier bildverstärkter CCD-Kameras synchron erfasst. Bereits am 1. dichroitischen Spiegel erfolgt die Reflexion des Mie-Signals und die Transmission des LIF-Signals. Zur besseren Filterung muss das LIF-Signal einen weiteren in Reihe angeordneten dichroitischen Spiegel passieren, bevor es von der Kamera erfasst wird. Das am 1. Spiegel reflektierte Signal wird in ähnlicher Weise an einem zweiten Spiegel erneut reflektiert, um Störanteile entsprechend zu minimieren. Vor dem Eintritt in die Kamera muss noch ein Bandpassfilter mit einer maximalen Transmission von 20 % bei 308 nm passiert werden. Dieser bewirkt zwar nochmals einen positiven Filtereffekt, dient aber ebenso dazu, das extrem starke Mie-Signal abzuschwächen.

Um ein Einsetzen der Verbrennung bei Anwendung dieser Messtechnik zu vermeiden, werden die Versuche inert mit Stickstoff als Ladeluft durchgeführt. Denn zum einen würde die Anwesenheit von Sauerstoff das LIF-Signal durch Quenchingeffekte zu stark abschwächen. Quenching bezeichnet die Stoßlöschung, also den strahlungslosen Übergang angeregter Moleküle in den Grundzustand und hängt vom Druck, der Temperatur und den molekularen Stoßpartnern ab. Zum anderen würde das starke breitbandige Leuchten der Verbrennung die Messsignale überdecken. Der Stickstoff wird mit dem gleichen Ladedruck und der gleichen Temperatur wie bei den korrespondierenden Verbrennungsuntersuchungen (siehe weiter unten) zugeführt. Im Versuchsbetrieb kann auf Grund der maximalen Aufnahme Frequenz der Kameras von 8 Bildern pro Sekunde und der maximalen Repetitionsrate des Lasers von 10 Hz nur jedes zweite Arbeitsspiel für eine Aufnahme genutzt werden. Folglich wird zur Vermeidung unnötiger Verschmutzung auch nur jedes zweite Arbeitsspiel eingespritzt. Die Aufnahmezeitpunkte wurden in dieser Arbeit so gewählt, dass ausgehend vom Beginn der Einspritzung im Abstand von 20  $\mu$ s 250 Aufnahmen gemacht werden. Dies entspricht bei einer Motordrehzahl von 1500 U/min einem Bildabstand von 0,18  $^{\circ}$ KW. Bei 2000 U/min sind es 0,24  $^{\circ}$ KW. Auch wurden für statistische Betrachtungen mehrere Aufnahmen zum gleichen Zeitpunkt gemacht. Durch die simultane Erfassung beider Signale ist es möglich, die räumliche Verteilung von Flüssig- und Dampfphase zueinander zu betrachten. Die Darstellung erfolgt mit einem bildverarbeitenden Algorithmus, der die Bilder beider Kameras rekombiniert und zur leichteren Interpretation und kompakteren Darstellung in ein Falschfarbenbild umwandelt. Weiße Bereiche zeigen reine Dampfphase und rote Bereiche Flüssigphase. Die ursprünglichen Intensitätsverteilungen bleiben trotz dieses Schrittes erhalten. Dieser Algorithmus wird im Abschnitt 3.4.2 detailliert erläutert.

Wie weiter oben erläutert wurde, ergibt sich wegen der Verwendung von realem Dieseldieselkraftstoff ein breitbandiges LIF-Signal. Es stellt sich nun die Frage, ob sich allgemeingültige Aussagen zu den fluoreszierenden Fraktionen in Diesel oder ähnlichen Kraftstoffen treffen lassen. Das Ziel liegt in einer Eliminierung der Einflüsse von Druck und Temperatur auf das LIF-Signal über den Zyklus, so dass die korrigierte Signalstärke als Indikator für die lokale Dampfkonzentration verwendet werden kann. Eine Absolutkalibrierung scheidet aus, da hier-

zu wenigstens zu einem Zeitpunkt an einem Ort die Kraftstoffkonzentration bekannt sein müsste, was nicht ohne größeren Zusatzaufwand realisierbar ist. Aus der Literatur gibt eine Vermessung von Kerosin mit unterschiedlichen Anregungswellenlängen hierüber weiteren Aufschluss. Eine derartige Vermessung von Diesel lag leider nicht vor. Es ist aber bekannt, dass Kerosin und Diesel zumindest chemische Ähnlichkeiten aufweisen.



**Abbildung 3-6:** Spektrale Verteilung der LIF von Kerosin bei verschiedenen Anregungswellenlängen [Bar05]

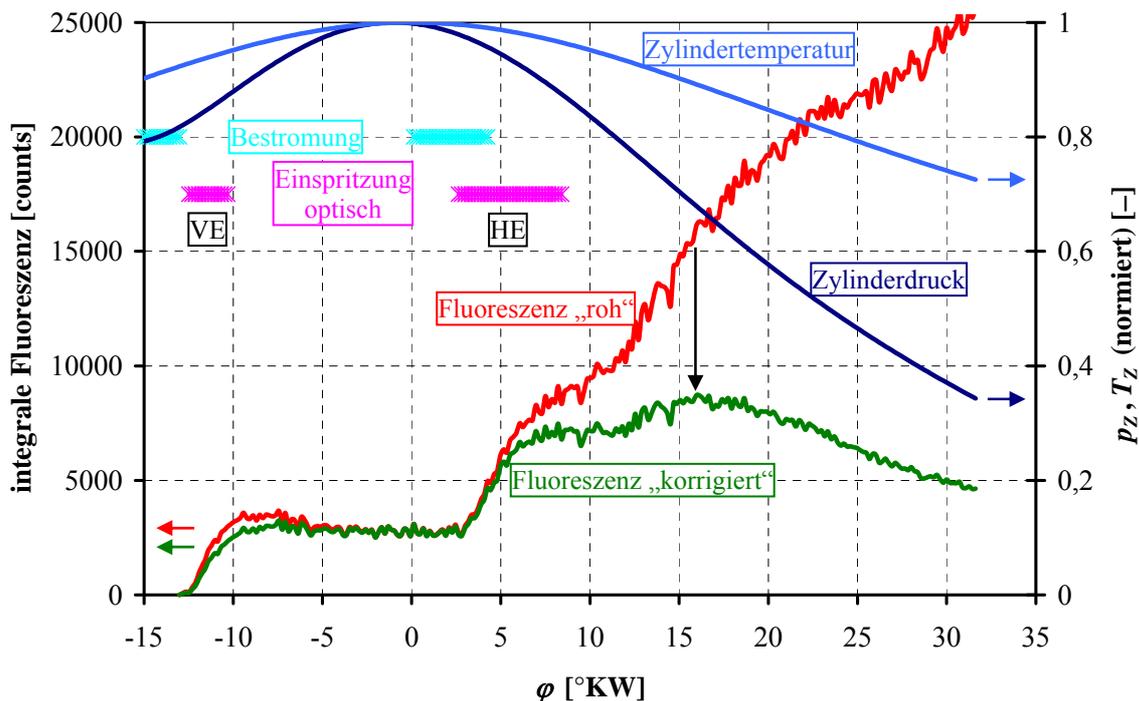
Der Verlauf ist eindeutig bimodal. In [Bar05] wurde aus vergleichenden Untersuchungen mit Ersatzstoffen ermittelt, dass es sich bei der ersten Mode um polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe (PAK) mit einem Ring handelt. Dies sind die sog. *Mono-Aromaten*. Von den verwendeten Anregungswellenlängen ist die Fluoreszenzausbeute bei 266 nm am größten, bei 282 nm deutlich geringer und bei 308 nm nicht vorhanden. Hinsichtlich der Temperaturabhängigkeit wurde eine Proportionalität dieser Fraktion zu  $1/e^T$  ermittelt, für die Druckabhängigkeit gilt  $\sim 1/p$ . Die zweite Mode ist durch alle drei Wellenlängen anregbar, wobei auch die Fluoreszenzausbeute hiervon weitgehend unabhängig zu sein scheint. Hierbei handelt es sich um die Stoffgruppe der PAK mit zwei Ringen, den *Di-Aromaten*. Ihre Temperaturabhängigkeit wurde zu  $\sim 1/T^2$  und ihre Druckabhängigkeit wie die der Mono-Aromaten zu  $\sim 1/p$  ermittelt [Bar05], [Ros05].

Mit diesen Informationen könnte eine Quantifizierung von LIF-Messungen trotz realem Dieselkraftstoff im Rahmen eingeschränkter Genauigkeit möglich werden. In den weiteren Betrachtungen werden Abschwächungen des Laserlichts über die Beleuchtungsstrecke im Brennraum und Abschattungseffekte des Signals entlang der optischen Beobachtungsstrecke vernachlässigt. Abbildung 3-7 zeigt in roter Farbe das über den gesamten Brennraum aufintegrierte LIF-Signal über dem Kurbelwinkel  $\varphi$ . Das Hintergrundsignal wurde bereits subtrahiert. Weiterhin sind der Zylinderdruckverlauf aus der Indiziermessung, die Injektorbestromung und die Dauer der optischen Einspritzung aufgetragen. Die Zylindertemperatur ergibt sich aus der idealen Kreisprozessrechnung [Bar04]. Reale Motorrechnungen sind in diesem

Zusammenhang problematisch, da durch den konstruktiven Aufbau Wandwarmen- und Blow-By-Verluste für den optisch zugänglichen Motor nur schwer abzuschätzen sind. Die Berechnung des Kolbenwegs  $s(\varphi)$  wird in Abschnitt 3.3.3 erläutert. Die Temperatur errechnet sich dann unter der Annahme einer adiabatischen Kompression und Expansion in Anlehnung an [Bar04] zu:

$$T_z(\varphi) = T_{UT} \left( \frac{V_{UT}}{V(\varphi)} \right)^{\kappa-1} = T_{UT} \left( \frac{V_{UT}}{\pi \frac{D^2}{4} s(\varphi) + V_{OT}} \right)^{\kappa-1} \quad (3.1)$$

Da zunächst ohnehin nur eine über den Zyklus relative Kalibrierung möglich ist, hat der Absolutwert von  $T_{UT}$  (ebenso  $V_{UT}$ ) keinen Einfluss und es genügt,  $T_z(\varphi)$  und  $p_z(\varphi)$  normiert zu verwenden. Wendet man die beschriebene Druck- und Temperaturkompensation auf das Ausgangssignal (rot) an, so ergibt sich in das in Abbildung 3-7 aufgetragene korrigierte Fluoreszenzsignal (grün). Die Korrektur erfolgt lediglich für die Di-Aromaten, da als anregende Wellenlänge Licht von 308 nm verwendet wird.

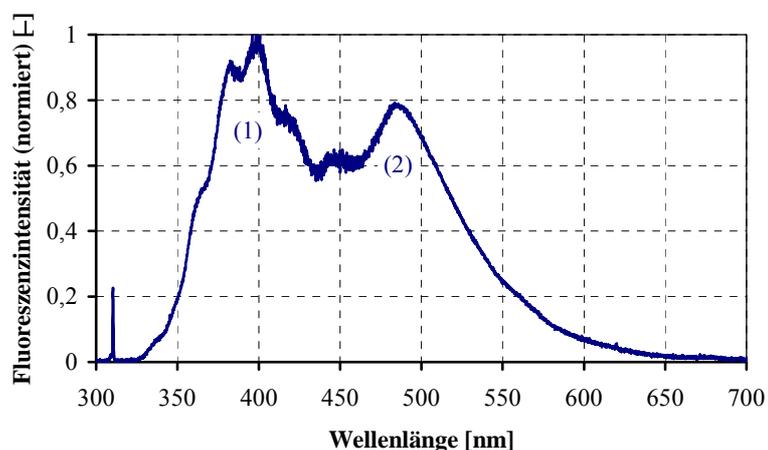


**Abbildung 3-7:** „Rohes“ im Vergleich zu mit Druck und Temperatur ( $\kappa = 1,37$ ;  $V_{OT} = 24,3 \text{ cm}^3$ ) korrigiertem integralem LIF-Signal; Betriebspunkt:  $n_M = 1500 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 4,3 \text{ bar}$ ,  $p_{rail} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-15,0 \text{ }^\circ\text{KW}/1 \text{ mg}$ , HE:  $0,0 \text{ }^\circ\text{KW}/8,5 \text{ mg}$

Das korrigierte Fluoreszenzsignal muss letzten Endes der im Brennraum befindlichen Kraftstoffmasse entsprechen. Es fällt auf, dass der Zeitraum der optischen Einspritzung, also

der Bereich über dem Kurbelwinkel, während dessen dem Brennraum tatsächlich Kraftstoffmasse zugeführt wird, während der VE und HE einen deutlichen Anstieg mit erkennbarem Öffnungs- und Schließvorgang aufzeigen, während der Verlauf in Zeiten ohne Kraftstoffeintrag in Gegensatz zum Rohsignal eher einer horizontalen Geraden gleicht. Um den oberen Totpunkt, an dem die Druck- und Temperaturänderung gering sind, besteht erwartungsgemäß der geringste Unterschied zwischen rohem und korrigiertem Signal. Später wird aber besonders der starke Anstieg ab +10 °KW, der ausschließlich auf sinkenden Druck und Temperatur während der Expansion zurückzuführen ist, wird wirkungsvoll unterdrückt. Es kommt sogar zu einem Abfall des korrigierten Signals ab +18 °KW. Der Grund liegt darin, dass wegen des steigenden Fluoreszenzsignals Bildbereiche mit Sättigung auftreten und die Signalintensität daher nicht mehr vollständig erfasst wird, da die Aufnahmeeinstellungen auf die Bedingungen der Einspritzzeitpunkte optimiert sind. Auch davon abgesehen erscheint das Ergebnis insgesamt aber nicht zufriedenstellend genau.

Daher wurde der spektrale Verlauf der LIF des Dieselkraftstoffs aus der verwendeten Charge näher analysiert. Dieser wurde hierzu im flüssigen Zustand in einer Küvette mit dem für die Motorversuche verwendeten Excimer-Laser (XeCl, 308 nm) zur Fluoreszenz angeregt und das resultierende Signal mit einem Spektrographen (Czerny-Turner Monochromator mit 600 Linien/mm) spektral separiert und mit einer Zeilenkamera erfasst. Die Vermessung erfolgte in drei Teilschritten bei den Zentralwellenlängen 390, 520 und 670 nm. Abbildung 3-8 zeigt den sich ergebenden Verlauf:



**Abbildung 3-8:** Spektrale Verteilung der LIF des verwendeten Dieselkraftstoffs bei Anregung mit 308 nm

Entgegen den Erwartungen unterscheidet sich der Verlauf doch stark von dem des Kerosins. Abgesehen von der lokalen Signalspitze bei 308 nm, die auf die elastische Streuung des anregenden Laserlichts zurückzuführen ist, stellt sich eindeutig ein bimodaler Verlauf ein. Nach Vergleich mit anderen Kraftstoffchargen zeigt sich, dass der Intensitätspeak (1) in Form und Lage typisch für Dieselkraftstoffe ist. Bei genauerer Betrachtung liegt dieser sehr nahe am Fluoreszenzspektrum von Anthrazen, einem Tri-Aromaten. Damit ist zu erwarten, dass es

sich auch bei dieser Mode überwiegend um Tri- und nicht um Di-Aromaten handelt, womit die angewendete Druck- und Temperaturkompensation ihre Gültigkeit verliert. Gesetzmäßigkeiten für die Kompensation bei Tri-Aromaten waren leider nicht verfügbar. Es fällt aber noch ein weiterer Intensitätspeak (2) um ca. 480 nm auf, der bei der Vermessung von Dieselmotorkraftstoff aus den anderen Chargen nicht ersichtlich war. Da der Kraftstoff für die eigentlichen Messungen im Gegensatz zu dem für die Vergleichsmessungen in der Winterzeit beschafft wurde, ist zu vermuten, dass es sich dabei um die Fluoreszenz eines oder mehrerer Stoffe handelt, die Winterdiesel zugesetzt werden. Dieser Sachverhalt konnte aber nicht abschließend geklärt werden, da realer Dieselmotorkraftstoff in der chemischen Zusammensetzung von Zeit zu Zeit und abhängig von der Herkunft variiert. Die Norm DIN EN 590, in der die Anforderung an Dieselmotorkraftstoffe festgelegt sind, schreibt lediglich einige physikalische und motorische Werte und den maximalen Schwefelanteil vor. Dennoch ähnelt dieses Spektrum stark dem Stoff Perylen.

Für die Analyse 2V-typischer Phänomene, werden im Folgenden noch Auswertemethoden beschrieben, die keiner Kenntnis absoluter Kraftstoffkonzentrationen bedürfen. Sie nehmen lediglich explizit oder implizit Signalnormierungen vor. Daher wurden die gezeigten Ansätze nicht weiter verfolgt. Zudem ist zu bezweifeln, inwieweit ein möglicher Erfolg bei der relativen oder gar absoluten Kalibrierung auch bei anderen Kraftstoffchargen Bestand hat. In jedem Fall ist die Zusammensetzung in Abhängigkeit der Ringanzahl der PAK-Fractionen von großem Einfluss. Kennt man diese Zusammensetzung und die Druck- und Temperaturabhängigkeit über Fractionen mit zwei Ringen hinaus, scheint eine Kalibrierung durchaus möglich.

### 3.3.2 Festkörperstrahlung leuchtender Rußpartikel

Wie bereits in Abschnitt 2.1.4 beschrieben wurde, entsteht während der motorischen Verbrennung Ruß. Bei der Festkörperstrahlung leuchtender Rußpartikel, die auch kurz als Rußeigenleuchten (REL) bezeichnet wird, handelt es sich um dessen breitbandige thermische Strahlung, deren Emissionsintensität eine Funktion von Partikelanzahl, -größe und -temperatur ist [Ant99]. Die Intensität vergrößert sich mit Zunahme einer oder mehrerer dieser Größen, eine nachträgliche Trennung und Quantifizierung ist jedoch nicht mehr möglich [Pau01]. Zwar folgt die Festkörperstrahlung leuchtender Rußpartikel den Gesetzen der Wärmestrahlung und es sind damit das Planck'sche Strahlungsgesetz und die Wien'sche Näherung anwendbar. Ruß ist wie alle realen Medien kein schwarzer Strahler, weshalb der Emissionsgrad kleiner als eins ist und damit das Kirchhoff'sche Strahlungsgesetz für die effektive Strahlungsdichte berücksichtigt werden muss. Würde man Ruß näherungsweise als grauen Strahler betrachten, d. h. sein Emissionsgrad wäre unabhängig von der Wellenlänge, so könnte man die Temperatur nach der Zwei-Farben-Relativmethode mit ihrer eingeschränkten Genauigkeit bestimmen [Pit96]. Jedoch scheitert eine hinreichend genaue quantitative Betrachtung u. a. daran, dass

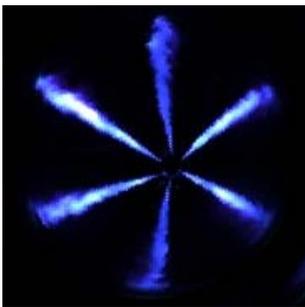
der Emissionsgrad von Ruß bei weitem nicht unabhängig von der Wellenlänge ist und weitere Probleme durch die messtechnisch bedingte integrale Betrachtungsweise entstehen. Eine genauere Schilderung der Zusammenhänge kann [Hen06] entnommen werden. Dennoch werden die Aufnahmen des REL, wie auch die der kombinierten Mie-/LIF-Technik, in dieser Arbeit neben der rein qualitativen Betrachtung auch quantitativen Auswertemethoden zugeführt, die sich aber nicht auf die primär zu Grunde liegenden physikalischen Effekte stützen. Diese Methoden erfordern daher auch keine analytische Behandlung der physikalischen Primäreffekte.

Motorisch gesehen ist das REL hauptsächlich ein Hinweis auf fette Verbrennung, wobei sehr fette Bereiche bräunlich erscheinen. Der Farbton ist in erster Linie ein Hinweis auf das vorliegende Temperaturniveau. Weiß bis hellgelb leuchtende Gebiete deuten auf sehr hohe Temperaturen zwischen 2500 und 2000 K. Im Temperaturfenster von 2000 bis 1000 K entwickelt sich die Färbung des REL von gelb über orange hin zu rot. Unterhalb 1000 K ist nur noch wenig Signal detektierbar [Pau01].

Zur Durchführung dieser Verbrennungsuntersuchungen wird der Motor entweder mit reiner Luft oder mit Restsauerstoffgehalten wie bei einer realen Abgasrückführung betrieben. Da es durch die kurze Betriebsdauer des Transparentmotors nicht möglich ist, eine geschlossene Abgasrückführung einzuregeln, wird diese nachgebildet, indem die Ansaugluft aus Frischluft, Stickstoff und Kohlendioxid im geeigneten Verhältnis gemischt wird. Die Ansaugluft wird auf eine frei einstellbare Temperatur vorgeheizt. Daneben können auch der Ladedruck und die Temperatur der Laubuchse und des Zylinderkopfs frei eingestellt werden. Die hohen Freiheitsgrade bei der Wahl dieser Randbedingungen spiegeln sich in vergleichbaren Druck- und Heizverläufen und damit einer sehr guten thermodynamischen Übereinstimmung zwischen Transparent- und Emissionsmotor wieder. Um eine vorzeitige Verschmutzung der optischen Zugänge zu vermeiden, wird der Motor im Versuchsbetrieb zunächst auf die gewünschte Drehzahl geschleppt und anschließend wird während 20 Arbeitsspielen eingespritzt. Während der Einspritzungen werden mit einer Hochgeschwindigkeits-CMOS-Kamera zwischen 200 und 300 Aufnahmen pro Arbeitsspiel aufgenommen. Mit einer Auflösung von 256 x 256 Pixel beträgt die Aufnahmefrequenz 25000 Bilder pro Sekunde, was bei einer Drehzahl von 1500 U/min einem Bildabstand von 0,36 °KW entspricht. Bei einer Drehzahl von 2000 U/min sind es folglich 0,48 °KW. Für rechnergestützte Bildauswertungen werden aus zeitgleichen Bildern Mittelwertbilder errechnet. Für die bildliche Darstellung in dieser Arbeit wird jeweils ein hinsichtlich Druck- und Heizverlauf repräsentativer Zyklus ausgewählt. Die Blickrichtung erfolgt von unten über den Spiegel durch die Quarzglaskrone und optional zeitgleich mit einer zweiten Kamera seitlich durch den Quarzglasring. Vor dem Auftreten des ersten REL ist mit diesem Messprinzip kein Signal detektierbar. Um dennoch Informationen über die Ausbreitung des flüssigen Kraftstoffs zu erhalten, wird der Brennraum ab dem Aufnahmebeginn mit einer hochintensiven Blitzlampe über die Dauer von etwa einer Millisekunde beleuchtet. Die Einkopplung erfolgt über vier Lichtleiter durch den Quarzglasring.

Zusätzlich wäre für die Interpretation der Messergebnisse eine Information über die Verteilung der Flüssig- und Dampfphase unter den reaktiven Bedingungen während der Aufnahme-

zyklen wünschenswert. Wie bereits beschrieben, kann zu diesem Zweck die LIF verwendet werden. Da die Repetitionsrate des hierzu zur Verfügung stehenden Excimer-Lasers lediglich bei 10 Hz liegt, konnte dies nur zu einem repräsentativen Zeitpunkt während eines Zyklus erfolgen. Es gilt zu bedenken, dass wegen der im gleichen Zyklus durchzuführenden Aufnahmen des REL nun das LIF-Signal ebenfalls mit der Hochgeschwindigkeitskamera erfasst werden muss, die über keine Bildverstärkung verfügt. Wie Abbildung 3-9 zeigt, ist die Signalstärke unter inerten Bedingungen wegen der Abwesenheit von O<sub>2</sub>, wie in Vorversuchen geschehen, hierfür durchaus ausreichend:



**Abbildung 3-9:** Visualisierung der Flüssig- und Dampfphase durch die LIF mit einer unverstärkten Hochgeschwindigkeits-CMOS-Kamera mit 100 % N<sub>2</sub> als Ladeluft

Es ist jedoch bekannt, dass die Anwesenheit von Sauerstoffmolekülen zu extremem Quenching führt, da praktisch jede Kollision der angeregten Moleküle mit Sauerstoff zu elektronischer Deaktivierung führt [Kob05]. Dies führte dann dazu, dass beim Betrieb unter reaktiven Bedingungen zumindest mit dieser Kameratechnik kein Signal detektierbar war, weshalb sich die Bewertung der Verteilung der Flüssig- und Dampfphase ausschließlich auf die Messungen mit der kombinierten Mie-/LIF-Technik beschränken.

### 3.3.3 Laserinduzierte Inkandescenz

Die laserinduzierte Inkandescenz (LII), also das helle Glühen von Rußpartikeln, die durch Laserenergie aufgeheizt wurden, wurde zum ersten Mal im Jahr 1977 von Eckbreth als ein Störsignal bei Raman-Messungen beobachtet [Eck77]. Der eigentliche Durchbruch für praktische Rußdiagnostikanwendungen geht auf die Arbeiten von Melton zurück [Mel84]. Wie am Beispiel zahlreicher Veröffentlichungen ersichtlich ist, hat sie sich seitdem zu einem messtechnischen Werkzeug entwickelt, mit dem sowohl der Rußvolumenbruch als auch die Partikelgröße ermittelt werden können. Mögliche Anwendungsgebiete sind üblicherweise Abgasströme, stationär brennende Flammen, wie sie in Gasturbinen anzutreffen sind oder Verbrennungsvorgänge in Hubkolbenmaschinen, vor allem Dieselmotoren [Cas96], [Dec97].

Das Ziel der Anwendung dieser Messtechnik im Rahmen der vorliegenden Arbeit bestand darin, Rußverteilungen, genauer gesagt den Rußvolumenbruch, zweidimensional in diskreten Ebenen im Brennraum quantitativ zu bestimmen. Dies soll zu einem verbesserten Verständnis der Rußentstehung im Zylinder beitragen, um gegebenenfalls gezielt Verbesserungsmaßnahmen ergreifen zu können. Neben den stark eingeschränkten Vorgehensweisen der örtlichen Probenentnahme im Zylinder und der Integration entlang der Sichtlinie mit der 2-Farben-Methode ist dieses Ziel grundsätzlich auch durch den Einsatz elastischer Streulichttechniken erreichbar [Bre88], [Lee90], [Mat82]. Jedoch besteht der große Vorteil der LII darin, dass Störsignale von Flüssigkeitströpfchen und die Reflexion von Laserlicht an den Oberflächen im Inneren des Zylinders nicht detektiert werden und damit nicht stören. Im Falle der (elastischen) Rayleigh-Streuung (kleine Partikelgröße gegenüber der Wellenlänge des einfallenden Laserlichts) ist das Messsignal proportional zur sechsten Potenz des Partikeldurchmessers, was zum Dominieren des Signals großer Partikel führt. Dagegen ist bei der LII das Signal proportional zum Rußvolumenbruch und damit zur dritten Potenz des Durchmessers [Dec91]. Gerade darin liegt ein großer Vorteil, vor allem auch gegenüber den deutlich einfacher durchzuführenden Hochgeschwindigkeitsaufnahmen des Rußeigenleuchtens: Denn deren Intensität hängt neben der Konzentration und Größe der Rußpartikel ganz wesentlich von der örtlichen Temperatur im Brennraum ab [Pic04], die während des Arbeitszyklus extreme räumliche Gradienten aufweisen kann und deren Ermittlung nur unter großem Aufwand und mit eingeschränkter Genauigkeit, beispielsweise mittels pyrometrischer Messverfahren [Pit96], möglich ist. Außerdem ist das Rußeigenleuchten eine integrale Messtechnik, d. h. es wird entlang der Sichtlinie aufintegriert, was bei der Interpretation innermotorischer Phänomene von Vor- oder Nachteil sein kann.

### **Messprinzip und -aufbau**

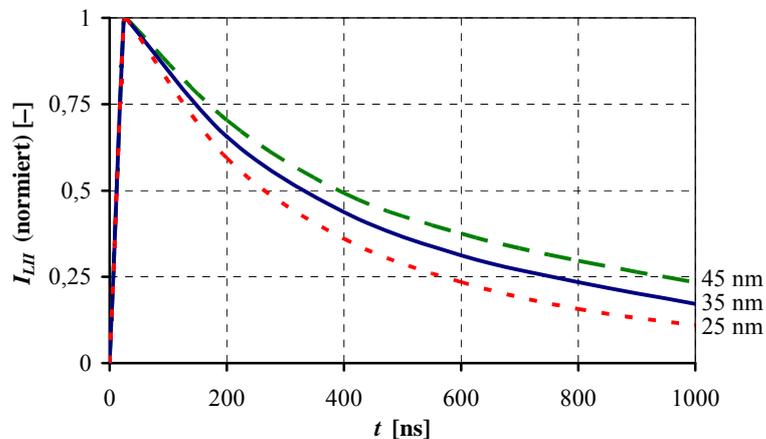
Zweidimensionale LII-Aufnahmen werden generiert, indem die thermische Strahlung von Rußpartikeln erfasst wird, die zuvor durch einen gepulsten hochintensiven Laserlichtschnitt bis kurz vor ihre Verdampfungstemperatur erhitzt wurden. Messungen in [Eck77] zeigen, dass bei einfallenden Laserleistungsdichten von ca.  $10^7$  W/cm<sup>2</sup> die Rußpartikel Oberflächentemperaturen um 4500 K annehmen. Damit kann eine teilweise oder vollständige Verdampfung eintreten, wobei intensive thermische Strahlung bereits vor der Verdampfung auftritt [Mel84]. Natürlich wird der absorbierte Anteil des einfallenden Lichts nicht nur in thermische Strahlung umgewandelt. Generell lässt sich die Bilanz der auftretenden Energieanteile an einem Partikel, das mit Licht interagiert, durch folgende Gl. 3.2 beschreiben [Mic03]:

$$\frac{dQ_{int}}{dt} = \frac{dQ_{abs}}{dt} + \frac{dQ_{ox}}{dt} + \frac{dQ_{ann}}{dt} - \frac{dQ_{rad}}{dt} - \frac{dQ_{cond}}{dt} - \frac{dQ_{sub}}{dt} \quad (3.2)$$

Damit entspricht die zeitliche Änderung der inneren Energie  $Q_{int}$  eines Partikels der pro Zeiteinheit absorbierten Laserenergie  $Q_{abs}$ , zuzüglich der Energie  $Q_{ox}$ , die durch Oxidation

mit Sauerstoff an der Oberfläche freigesetzt wird und der durch innere Umstrukturierung des Partikelbaus freigesetzten Energie  $Q_{ann}$ . Dieser Prozess, durch den jedoch nur in geringem Umfang Energie ins Partikel eingetragen wird, bezeichnet man auch als *Annealing*. Vom Partikel weggehende Energieanteile sind die Strahlung eines „schwarzen“ Körpers  $Q_{rad}$ , der Energieverlust durch Wärmeleitung  $Q_{cond}$  und durch Sublimation von Kohlenstoffclustern  $Q_{sub}$ . Wenn die äußere Schicht der Partikel beim Einsetzen des Vorgangs bereits geschmolzen vorliegt, handelt es sich hierbei um Verdampfung [Mic03].

Abbildung 3-10 zeigt typische zeitliche Verläufe des Messsignals für drei Partikelgrößen, die um  $\pm 10$  nm um einen Mittelwert schwanken:



**Abbildung 3-10:** Zeitliche Intensitätsverläufe der LII von Partikeln der Größe 25 nm, 35 nm und 45 nm, angeregt mit einer Laserfluenz von  $0,056 \text{ J/cm}^2$  [Mic03]

Um die Genauigkeit von LII-Messungen zu erhöhen, ist es nötig, dass gleichzeitig von Ebenen außerhalb des Laserlichtschnitts ausgehende Rußeigenleuchten möglichst wenig mit zu erfassen. Dies wird durch eine Reihe von Überlegungen und Maßnahmen sichergestellt:

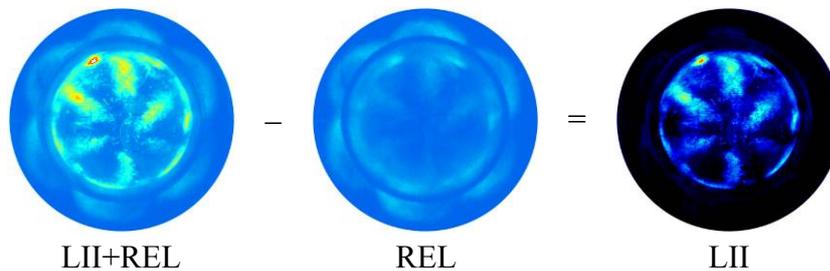
- Spektrale Separation: Typischerweise erreicht Ruß, der nur durch die Verbrennung und nicht durch den Laser aufgeheizt wird, in einem Dieselmotor Temperaturen bis zu 2200 K [Mat82]. Nimmt man Ruß als grauen Strahler an und vergleicht die thermische Strahlung bei hohen Temperaturen, wie sie nach der Lasererhitzung auftritt, mit den moderateren Temperaturen, wie sie die Verbrennung hervorruft, so ist leicht ersichtlich, dass die Emission bei der höheren Temperatur verglichen mit der bei der niedrigeren Temperatur signifikant zu kürzeren Wellenlängen hin verschoben ist [Dec91]. Andererseits sollte die Detektionswellenlänge auch nicht zu kurz gewählt werden, da gerade große Partikel höhere Temperaturen erreichen und das Signal dann zu Gunsten solcher Partikel verschoben würde [Van96]. Es besteht aber die Möglichkeit, über den Einsatz von Bandpassfiltern oder optischen Kurzpassfiltern, die nur Wellenlängen unter einer

bestimmten Größenordnung signifikant transmittieren, den miterfassten REL-Anteil auf ein Minimum zu reduzieren, obgleich dadurch auch die insgesamt erfasste Signalintensität verringert wird. Bei dem hier realisierten Messaufbau wurde ein Bandpassfilter mit einer Zentralwellenlänge von 450 nm verwendet, was als optimaler Kompromiss zwischen Signalfilterung und -stärke erschien.

- Timing: Auch ist die Belichtungsdauer und die Wahl des Belichtungsbeginns von Bedeutung, um einen möglichst geringen REL-Anteil mit zu erfassen: Optimal ist ein Beginn kurz nach einsetzender LII, um das Signal des zu Beginn kurzfristig vorhandenen Verdampfungspeaks nicht zu erfassen. Das Ende der Belichtung wird idealerweise erreicht, sobald genügend Signal erfasst wurde oder spätestens dann, wenn die LII kein ausreichendes Signalniveau gegenüber dem REL mehr aufweist. Eigene Untersuchungen haben gezeigt, dass das LII-Signal vor allem unter hohen Brennraumdrücken bereits im zweistelligen Nanosekundenbereich abklingen kann. Auch verschoben längere Belichtungsdauern das Messsignal zu Gunsten großer Partikel, da deren Inkandeszenz langsamer abklingt und dadurch länger andauert [Mel84], [Ni95], [Van96]. Obwohl derartige Messungen nicht Gegenstand dieser Arbeit sind, liegt dieses Prinzip den zeit aufgelösten LII-Messungen zu Grunde, die eine Bestimmung der Partikelgröße erlauben. Für die hier vorgestellten motorischen Messungen wurde eine optimale Belichtungsdauer von 100 ns ermittelt und gewählt, was auf jeden Fall die Erfassung des LII-Signals bis zu dessen Ende zur Folge hat. Dies ist in Übereinstimmung mit dem Wert, der in [Van96] als Obergrenze empfohlen wird.
- Betriebsbedingungen: Wie schon beschrieben, ist das REL-Signal stark temperaturabhängig. Deshalb verringert sich dessen miterfasster Anteil mit geringerer Temperatur außerhalb des Laserlichtschnitts. Der Betrag der AGR-Rate hat im motorischen Betrieb hierauf den größten Einfluss.
- Erfasster Volumenanteil: Der im LII-Bild enthaltene REL-Anteil wird umso geringer, je mehr des zunächst nur REL emittierenden Rußes vom Laserlichtschnitt erfasst wird. Insofern sind extrem dünne Laserlichtschnitte rein theoretisch von Nachteil. Allerdings sind sie für wirklich quantitative ortsaufgelöste Messungen unerlässlich. Außerdem ist der Laserlichtschnitt nur durch senkrechte Glasflächen störungsfrei in den Brennraum einkoppelbar. Realkolbengeometrien weisen aber mit Ausnahme des Muldenkragens normalerweise keine senkrechten Flächen auf (vgl. Abbildung 3-12). Überwiegend bestehen sie aus Krümmungen, von denen nur senkrechte Bereiche für die Einkopplung nutzbar sind. Dies ist normalerweise nur die Mitte des Muldenbauches. Deshalb sollte mit geringerem Krümmungsradius der Laserlichtschnitt noch dünner gewählt werden.

Außerdem erfolgte die Bilderfassung mit einer bildverstärkten ICCD-Kamera Dicam Pro, die den bereits bei der Mie-/LIF-Technik beschriebenen Kameras ähnelt, jedoch über einen schnellen Phosphorschirm P46 verfügt. Dadurch wird es möglich, die Kamera im Double Shutter-Modus zu betreiben und es können direkt aufeinander folgend zwei Aufnahmen ge-

macht werden. Deshalb wurden direkt vor der Aufheizung durch den Laser ein REL-Bild und anschließend ein LII-Bild erfasst. Die Kamera erfordert zwischen den Bildern lediglich eine kurze Pause von 1  $\mu$ s. Beide Bilder wurden über eine Zeit von 100 ns belichtet. Die Bilder können also in motorischen Zeitskalen als „gleichzeitig“ betrachtet werden, da zum Vergleich bei 2000 U/min eine Zeit von 20  $\mu$ s einem Kurbelwinkel von 0,24  $^\circ$  KW entsprechen würde. Anschließend kann zur vollständigen Eliminierung des REL-Signals das REL-Bild vom LII-Rohbild subtrahiert werden und es resultiert das reine LII-Bild, wie es auch in [Pic04] vorge schlagen wird. Abbildung 3-11 zeigt exemplarisch dieses Vorgehen und dessen Resultat:



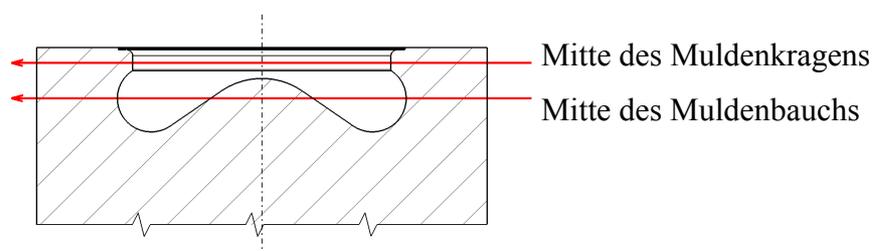
**Abbildung 3-11:** Bestimmung des reinen LII-Signals sowie Vergleich zwischen LII und REL

Als weitere Störquelle kommen auch Signale von Flüssigkeitströpfchen im Laserlichtschnitt in Betracht. Bei der LII tragen diese jedoch aus folgenden Gründen nicht nennenswert zum Messsignal bei [Dec91]:

- Die LII ist nicht selektiv an eine anregende Wellenlänge des Laserlichts gebunden, da Ruß über einen weiten Wellenlängenbereich vom Ultravioletten bis ins Infrarote stark absorbiert [Axe00]. Üblicherweise werden die hier gewählte fundamentale Wellenlänge eines Nd:YAG-Lasers bei 1064 nm oder die erste Harmonische bei 532 nm verwendet. Trifft das einfallende Laserlicht aber auf Flüssigkeitströpfchen, so treten größtenteils elastische Streuprozesse auf. Die Wellenlänge des emittierten Lichts entspricht also der des einfallenden. Da aber nur Licht um eine zentrale Wellenlänge von 450 nm erfasst wird, trägt dieses Streulicht nicht zum Messsignal bei. Auf die gleiche Weise wird rot verschobene Raman-Streuung ausgefiltert, deren Signalintensität ohnehin nur sehr gering ist. Auch ist bei Anregung mit 532 nm noch rot verschobene LIF denkbar, deren Signal aber ebenfalls nicht die erfassende Kamera erreicht. Schließlich gilt das Gleiche für elastische Rayleigh-Streuung, die an den Rußpartikeln auftreten kann.
- Da die Tröpfchen fast transparent sind, wird grundsätzlich ein Großteil des auftreffenden Laserlichts transmittiert. Entsprechend gering ist deren Aufheizung. Daneben ist der Siedepunkt von Kraftstoff viel niedriger als die Verdampfungstemperatur von Ruß. Daher wird bei ausreichender Absorption von Laserlicht durch die Tröpfchen ohnehin Verdampfung eintreten, bevor sie überhaupt thermische Strahlung von höherer Intensität emittieren könnten. Daher tragen Tröpfchen auf diesem Weg kaum zum LII-Signal bei.

Wie bei den meisten laserbasierten Messtechniken besteht auch bei der LII der Unsicherheitsfaktor, dass das eingebrachte Laserlicht in Teilbereichen oder gar über den kompletten Lichtschnitt nicht entlang der ganzen Messstrecke gleichmäßig beleuchtet, sondern durch Abschattungseffekte schon vorher auf ein unter dem nötigen Minimum liegendes Intensitätsniveau abfällt. Große Rußdichten im Brennraum fördern dies entsprechend. Abhilfe kann gegebenenfalls eine Beleuchtung von mehreren Seiten leisten. Jedoch besteht bei der LII hinsichtlich der anregenden Energie ein großer Toleranzbereich, innerhalb dessen der Einfluss auf das Messsignal gering ist, wie weiter unten diskutiert wird. In ähnlicher Weise kann das bereits emittierte LII-Signal auf dem Weg zur Kamera entlang der Beobachtungsrichtung durch Ruß oder Flüssigkeitströpfchen absorbiert werden, was zu einer Verfälschung der Messergebnisse führen kann. In diesem Fall spricht man vom sog. *Signal-Trapping*. Dieser unerwünschte Effekt wird ebenfalls durch hohe Rußdichten gefördert.

In diesem Zusammenhang ist auch der Messort von Bedeutung. Liegt dieser näher am Beobachtungsfenster, trägt dieser zu einer Reduzierung des Signal-Trappings bei. Mit Ausnahme der an einem Flachglaskolben durchgeführten Vorversuche sollten alle Messungen an einem Glaskolben mit realer Geometrie durchgeführt werden. Von allen untersuchten Kolbengeometrien, die in den nachfolgenden Kapiteln noch beschrieben werden, wurde derjenige mit der kolbenzentrischen  $\omega$ -Mulde für diese Versuche ausgewählt, da nur dessen Mulde konzentrisch mit dem Kolben und der Bohrung verläuft. Neben dem relativ einfachen Fall des Flachglaskolbens sind dadurch gerade hier die Auswirkungen auf den Laserlichtschnitt am leichtesten nachzuvollziehen, wie bereits beschrieben wurde. Außerdem zeigten die vorhergegangenen Messungen mit der kombinierten Mie-/LIF- und REL-Technik, dass gerade an diesem Kolben mit der Variation der Einspritzdüsen, die später vorgestellt werden, die motorisch interessantesten Rußverteilungseffekte auftreten. Auf Grund dieser Düsenvariation war klar, dass die Messebene parallel zum Kolben und Zylinderkopf verlaufen soll. Dennoch ist die Wahl der Position nicht beliebig. Denn tritt der Lichtschnitt an der falschen Stelle in den Kolben ein, erfährt er eine vertikale Ablenkung, die weitgehend zu vermeiden ist. Deshalb kommen neben Messungen über dem Kolben nur der gerade Bereich des Kompressionsrings und die Mitte des Muldenbauchs in Frage. Aus Abbildung 3-12 gehen diese beiden Positionen an der Kolbengeometrie im Schnitt hervor:



**Abbildung 3-12:** Messpositionen am Schnitt des Glaskolbens mit kolbenzentrisch positionierter  $\omega$ -Mulde

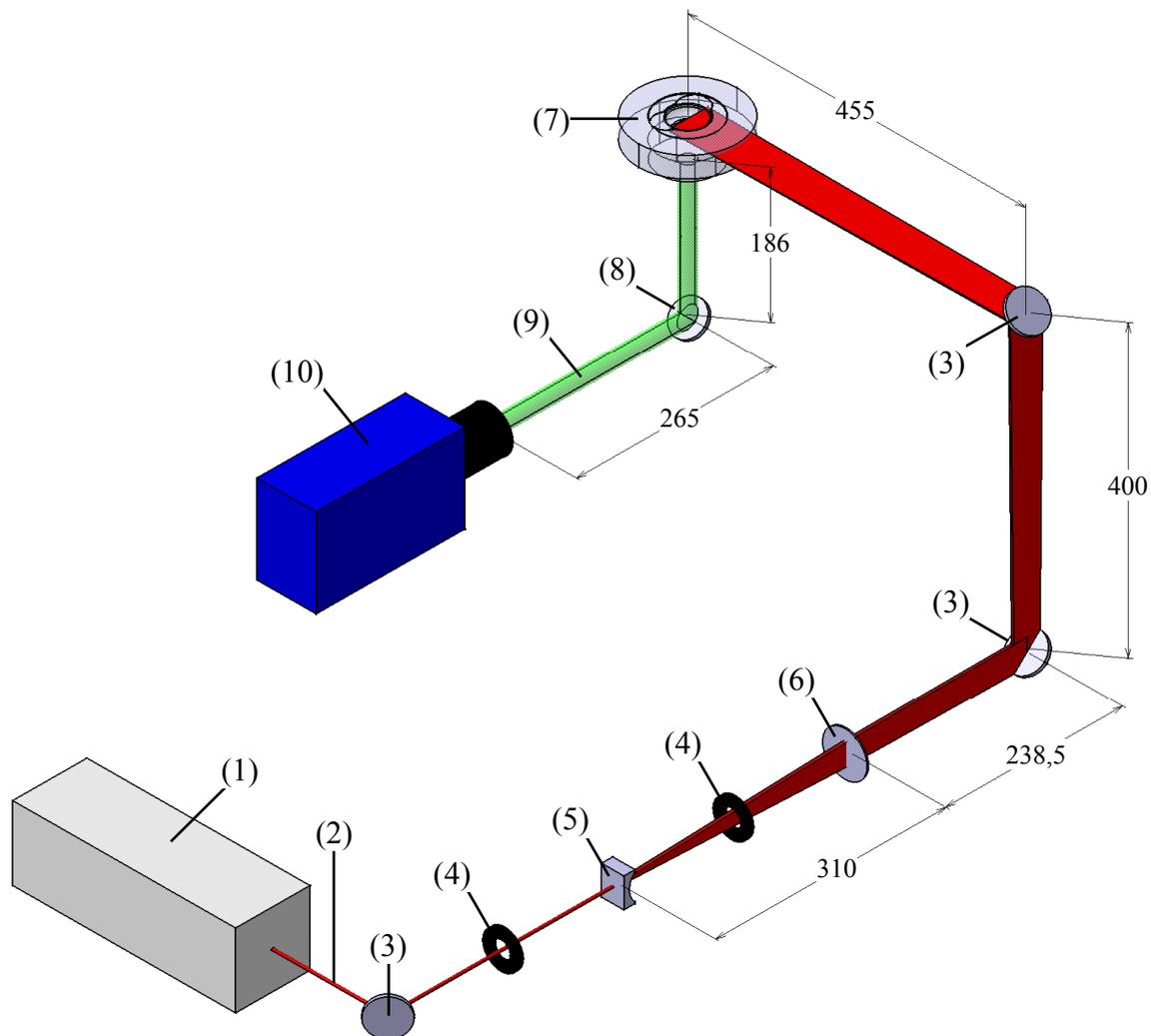
Die Verstellung des Laserlichtschnitts erfolgte mittels einer Mikrometerschraube, die es erlaubte, den Umlenkspiegel, der den Laserstrahl in den Brennraum einkoppelte, mit einer Genauigkeit von 0,01 mm axial (in der Höhe, relativ zur Kolbenachse) zu verschieben. Dies war umso wichtiger, da nicht nur zwischen den beiden in Abbildung 3-12 gezeigten Messorten gewechselt wurde, sondern bedingt durch den sich mit dem Kurbelwinkel  $\varphi$  ändernden Kolbenweg  $s$  (Abstand vom OT), auch unterschiedliche Messzeitpunkte während des Arbeitsspiels unterschiedliche Lichtschnittpositionen erforderten. Ist der Laserlichtschnitt im oberen Totpunkt einmal auf die Kolbenoberkante justiert, lassen sich weitere Einstellungen gemäß Gl. 3.3, die sich leicht anhand trigonometrischer Betrachtungen am Kurbeltrieb finden lässt, mit Kenntnis des Kurbelradius  $r$  und des Schubstangenverhältnisses  $\lambda_s$  (Quotient aus Kurbelradius und Pleuellänge), errechnen und einstellen [Bar04]:

$$s(\varphi) = r \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{1}{\lambda_s} \left( 1 - \sqrt{1 - \lambda_s^2 \sin^2 \varphi} \right) \right] \quad (3.3)$$

Den Messaufbau am Transparentmotor zeigt Abbildung 3-13 anhand eines CAD-Modells. Die Mikrometerschraube zur Positionierung befindet sich am letzten Umlenkspiegel. Sie ist hier jedoch nicht abgebildet.

Die Lichtquelle ist ein Nd:YAG-Laser (Quantel Brilliant B), der bei seiner Grundwellenlänge von 1064 nm betrieben wird. Der Grund liegt darin, dass Ruß über einen weiten Wellenlängenbereich Licht absorbiert und somit durch eine Frequenzvervielfachung keine Vorteile zu erzielen sind. Eher müssten wegen der Energieverluste bei einer Frequenzvervielfachung sogar Nachteile in Kauf genommen werden. Außerdem bestünde bei Frequenzverdopplung auf 532 nm die Gefahr störender Überlagerungen durch LIF. Denn durch die vom Laserlicht hervorgerufene Rußverdampfung werden  $C_2$ -Radikale gebildet, die über Banden verfügen, die bei 532 nm Resonanz zeigen und damit zur Fluoreszenz angeregt werden können [Ben95].

Der Laserstrahl wird über einen Umlenkspiegel in Richtung des Linsensystems gelenkt. Anschließend wird eine plankonkave Zylinderlinse mit einer Brennweite von  $f = -90$  mm passiert, wodurch der Laserstrahl in eine Richtung eine Aufweitung erfährt. Um vor den Messungen wegen sich verändernden Strahlrichtungen eine Feinjustage des Lasers zu ermöglichen, befinden sich vor und hinter der Zylinderlinse jeweils Blenden, die ansonsten für die Messungen keine Bedeutung haben. Nach der Zylinderlinse folgt eine plankonvexe sphärische Linse mit einer Brennweite von  $f = 1000$  mm, die eine Bündelung des Lichts entlang beider Achsen bewirkt. Vor dem Eintritt in den Brennraum wird der Laserstrahl noch über zwei weitere Umlenkspiegel in Richtung des Zielgebiets geleitet. Zwischen diesen beiden Umlenkspiegeln befindet sich zur erneuten Strahlkontrolle eine weitere Irisblende, die in Abbildung 3-13 jedoch nicht gezeigt ist.



**Abbildung 3-13:** CAD-Modell des LII-Messaufbaus am Transparentmotor; (1) Nd:YAG-Laser (1064 nm), (2) Laserstrahl, (3) Laserumlenkspiegel, (4) Irisblenden, (5) plankonkave Zylinderlinse ( $f = -90$  mm), (6) plankonvexe sphärische Linse ( $f = 1000$  mm), (7) Brennraum mit Glaskolben in Glasring, (8) 45°-Metallumlenkspiegel, (9) LII- und REL-Signal, (10) ICCD-Kamera Dicam Pro mit Objektiv und Bandpassfilter (450 nm), Abstände zwischen wichtigen Elementen in mm angegeben

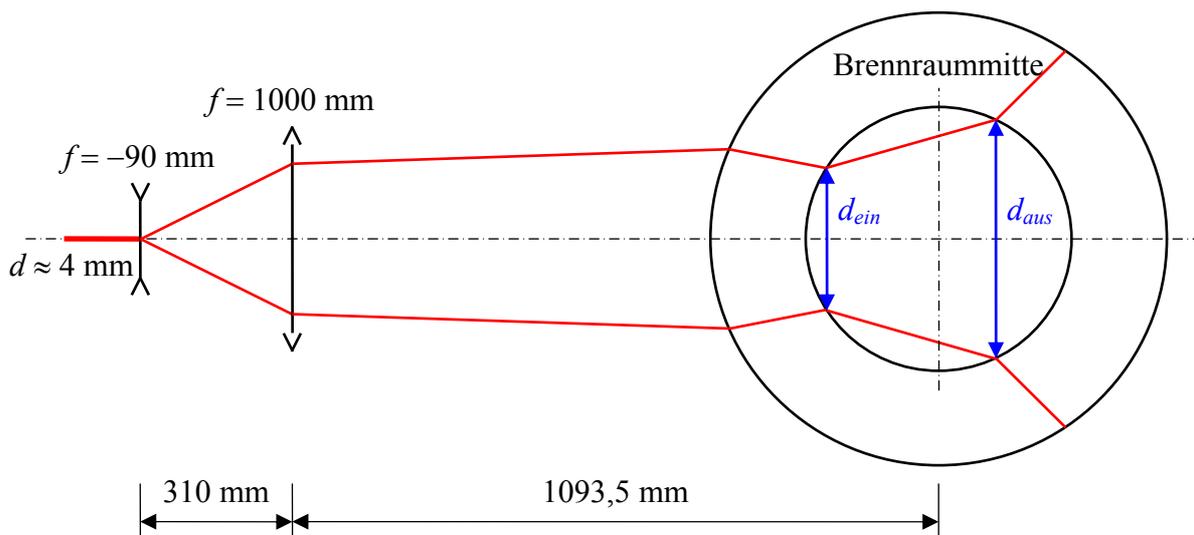
Die gewählten Abstände zwischen den Linsen und dem Brennraum ergeben sich aus folgenden Anforderungen an das Lichtschnittprofil:

- Der Laserlichtschnitt soll parallel zum Zylinderkopf möglichst dünn sein, weshalb der Brennpunkt in der Brennraummitte liegen muss. Theoretisch müsste dieser wegen der Brennweite in 1000 mm Abstand zur Linse auftreten, wurde aber in 1093,5 mm Entfernung bestimmt. Die Differenz begründet sich mit der Abhängigkeit des Brechungsindex von der Wellenlänge und möglichen Fertigungstoleranzen. Dies gab den Abstand der plankonvexen sphärischen Linse zum Brennraum vor. Um einen über die gesamte Strecke parallelen Lichtschnitt zu erhalten, müsste genau genommen die Fokussierwirkung der konvexen Linse über eine konkave Linse aufgehoben werden. Allerdings ist diese

mit einer Brennweite  $f = 1000$  mm so schwach fokussierend, dass aus Gründen der Einfachheit hierauf verzichtet wurde. In der Praxis ist ein Dickenunterschied zwischen Brennraumwand (Eintritt) und -mitte fast nicht messbar. Trigonometrische Überlegungen lassen für diese Brennweite, den Bohrungsradius von 38 mm und eine Strahldicke von ca. 4 mm vor der konvexen Linse einen Dickenunterschied von nur  $76 \mu\text{m}$  zwischen Brennraumeintritt und -mitte errechnen. Direkt im Brennpunkt betrug die Dicke des Laserlichtschnitts etwa  $500 \mu\text{m}$ .

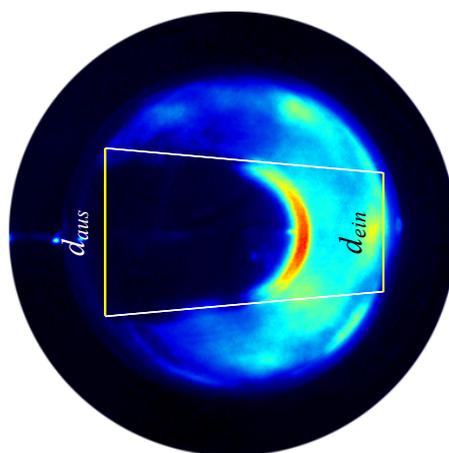
- Entlang der anderen Achse soll der Lichtschnitt so breit sein, dass bereits bei Vorversuchen oberhalb eines Flachglaskolbens möglichst große Bereiche des Brennraums und damit des Bohrungsdurchmessers von 76 mm erfasst werden. Die Ergebnisse dieser Vorversuche sollen hier jedoch nicht dargestellt werden. Der maximal zur Verfügung stehende Durchmesser der Umlenkspiegel betrug aber nur 50,8 mm, deren effektiver Durchmesser sich je nach Orientierung des Laserlichtschnitts wegen der Verwendung unter einem Winkel von  $45^\circ$  noch mal um den Faktor  $1/\sqrt{2}$  auf 35,9 mm reduzieren konnte. Dies ist im Bereich des vorletzten Umlenkspiegels vor dem Brennraum der Fall und damit ein Problem. Am letzten Umlenkspiegel war der Durchmesser komplett nutzbar, jedoch auch hier unterhalb des optimalen Maßes. Es wäre zwar leicht möglich gewesen, aus zwei Linsen einer geeigneten Brennweitenkombination, im richtigen Abstand zueinander positioniert, einen Lichtschnitt von 76 mm Breite zu formen, jedoch wäre dies im Bereich der letzten beiden Umlenkspiegel oder hinter dem letzten Spiegel aus Platzgründen nicht mehr möglich gewesen. Deshalb wurde vor der konvexen Linse die konkave Linse nicht im für einen parallelen Lichtschnitt richtigen Abstand von  $(1000 - 90 = 910)$  mm, sondern deutlich näher an ihr platziert. Daher wird der Lichtschnitt nach der Aufweitung nicht wieder vollständig parallelisiert, sondern divergiert weiterhin, wenn auch nicht mehr so stark. Als Abstand wurden 310 mm gewählt, da dies den kritischen Umlenkspiegel optimal ausnutzt und der Lichtschnitt damit vor dem Auftreffen auf den Glasring der Laufbuchse eine Ausdehnung von ca. 54 mm erreicht. Dies entspricht zwar noch nicht dem Bohrungsdurchmesser, aber der Lichtschnitt erfährt durch die Geometrie des Quarzglasrings eine weitere Aufweitung, die in der Mitte des Rings etwa 60 mm erreicht. Für die eigentlichen Messungen am Muldenkragen oder am Muldenbauch des Realkolbens, an denen die Durchmesser mit 43,24 bzw. 48,39 mm deutlich unter dem der Bohrung liegen, ist sie damit bei Weitem ausreichend.

Dennoch ist es elementar wichtig, die im Brennraum auftretenden Laserenergiefluenzen (Laserenergiedichten) oder einfach Laserfluenzen, also die auf die Fläche bezogene Laserenergie, zu kennen. Bei dem gewählten Messaufbau kommt hinzu, dass der Laserlichtschnitt durch die sich über den Brennraum hinweg fortsetzende Aufweitung an Fluenz verliert. Wie in Abbildung 3-14 zu sehen ist, wurden mit der Software WinLens der Firma Linos Berechnungen zum Strahlengang unter Berücksichtigung des Linsenaufbaus und des Quarzglasrings durchgeführt:



**Abbildung 3-14:** Optischer Strahlengang am Linsensystem und im Quarzglasring (Blick auf den Lichtschnitt, nicht maßstabsgetreu)

Für das Verhältnis der Lichtschnittausdehnung zwischen Eintritt und Austritt der Bohrung ( $d_{\text{ein}}/d_{\text{aus}}$ ) ergibt sich damit ein Wert von 0,78. Zur experimentellen Verifikation dieser Erkenntnis können später durchgeführte Messungen auf Höhe des Muldenbauchs herangezogen werden:



**Abbildung 3-15:** Experimentelle Bestimmung der Divergenz des Laserlichtschnitts auf Höhe des Muldenbauchs

Das Bild ist eine Mittelung aus allen Bildern, die mit verschiedenen Düsen und zu verschiedenen Zeitpunkten am Muldenbauch gemacht wurden, wobei die Position des Laserlichtschnitts in Bezug auf den Kolben immer beibehalten wurde. Deshalb zeigt sich ein relativ gleichmäßig verteiltes LII-Signal. Bei dieser Messposition ragt die runde Form der Mulden spitze in den Laserlichtschnitt. Da die Beleuchtung nur von einer Seite erfolgt, resultiert in der

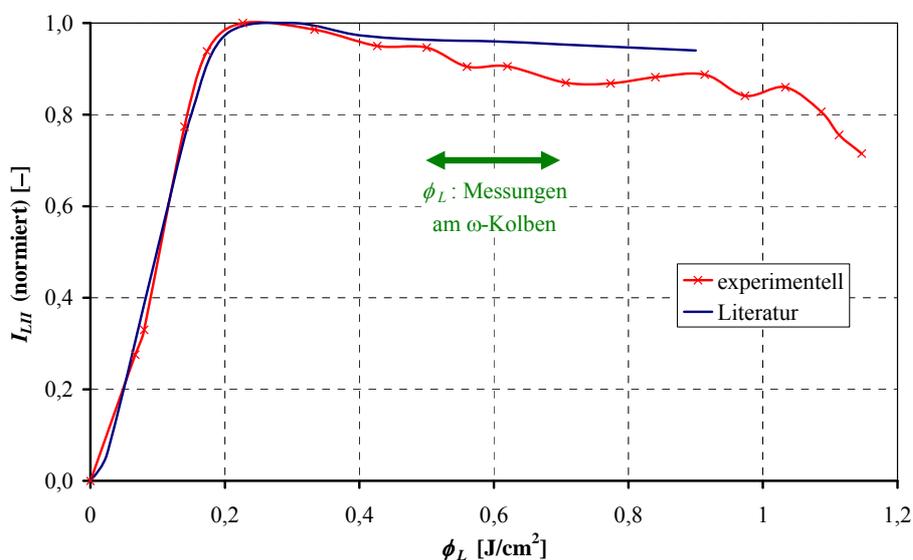
linken Beobachtungshälfte eine deutlich abgrenzbare Abschattung. Auch aus dieser Information lässt sich über den Winkel des Schattens das Verhältnis  $(d_{ein}/d_{aus})$  bestimmen. Es errechnet sich ein Wert von 0,72. Er liegt damit sehr nahe am rechnerischen Wert. Auch dass er kleiner als der berechnete ist, zeigt den richtigen Trend, da hier im Gegensatz zur Berechnung zusätzlich der Glaskolben vorhanden ist. Dessen Durchmesser am Muldenbauch ist geringer als der Bohrungsdurchmesser, weshalb sich im Inneren die Divergenz geringfügig erhöht und ein kleineres Verhältnis  $(d_{ein}/d_{aus})$  resultiert.

Die Veränderungen der Laserenergiefluss im Brennraum, zumindest bei fehlender Abschattung durch Ruß, sind damit ausreichend genau geklärt. Es stellt sich aber weiterhin die Frage, welche Laserfluenz anfangs am Muldeneintritt vorhanden ist. Die Ausgangsbasis bildet die gesamte Pulsenergie, die nach dem optischen Aufbau, aber noch vor dem Auftreffen auf den Quarzglasring, zur Verfügung steht. Diese wurde in regelmäßigen Abständen überwacht und gegebenenfalls angepasst. Sie betrug durchschnittlich 264 mJ. Die Breite des Laserlichtschnitts im Brennraum, d. h. in der Mitte des Quarzglasrings ohne Kolben ergibt sich durch die Breite von 60 mm und die Höhe von 500 µm zu ca. 30 mm<sup>2</sup>. Die Laserfluenz würde ca. 0,88 J/cm<sup>2</sup> betragen. Eine Berücksichtigung des Kolbens war auf Grund des geringen Platzes nicht möglich. Außerdem wäre hierdurch die Aussage nicht genauer. Denn dieser verändert, da er vom Lichtschnitt nur an senkrechten Stellen durchquert wird (vgl. Abbildung 3-12), nicht die Dicke bzw. Höhe  $h$  des Lichtschnitts. Auf die Breite  $b$  bezogen deckt er außerdem die Mulde ohnehin über die gesamte Fläche ab, und die Ränder des Lichtschnitts verlaufen durch das Quarzglas, innerhalb dessen die Breite nicht gemessen werden kann. Es müssen aber weiterhin die Energieverluste an den Grenzflächen zwischen gasförmigem Medium und Quarzglas berücksichtigt werden, bei denen nun auch der Kolben nicht vernachlässigt werden sollte. Pro Phasenübergang wird in den Daten des verwendeten Quarzglases ein Reflexionsgrad  $R$  von 10 % angegeben. Es sind insgesamt 4 Phasenübergänge  $n_p$  vorhanden (Luft → Glasring → Gas → Glaskolben → Gas). Damit verbleiben in der Mulde  $0,9^4 \approx 0,66 \%$  von der ursprünglichen Energie. Allgemein lässt sich die Laserfluenz  $\phi_L$  aus der Energie eines Laserpulses  $E_L$  nach Gl. 3-4 berechnen zu:

$$\phi_L = \frac{E_L(1-R)^{n_p}}{bh} \quad (3.4)$$

Die tatsächliche Laserfluenz in der Mitte des Muldenbauchs beträgt damit letztendlich 0,58 J/cm<sup>2</sup>. Mit dem Verhältnis  $(d_{ein}/d_{aus})$  von 0,72 würden sich die Fluenzen zwischen 0,69 J/cm<sup>2</sup> am Eintritt und 0,50 J/cm<sup>2</sup> am Austritt bewegen. Ohne den optischen Einfluss des  $\omega$ -Kolbens, z. B. bei den Vorversuchen mit dem Flachglaskolben oder im Falle von Messungen oberhalb des  $\omega$ -Kolbens, würde sich die Laserfluenz in der Brennraummitte mit nur 2 Phasenübergängen zu 0,71 J/cm<sup>2</sup> ergeben. Durch das Verhältnis  $(d_{ein}/d_{aus})$  von 0,78 liegen dann die Fluenzen im Messvolumen zwischen 0,81 und 0,63 J/cm<sup>2</sup>.

Ein großer Vorteil der LII-Messtechnik ist die Proportionalität der Intensität des Messsignals zum Rußvolumenbruch [Mel84]. Dies gilt sogar über einen breiten Bereich anregender Laserfluenzen bzw. ist in diesem Bereich unabhängig von ihnen. Man spricht dabei von der *Plateauregion* des LII-Signals [Axe00], [Mic03]. Diese Kurve sollte mit dem eigenen Messaufbau verifiziert werden, indem die Flamme im Brennraum durch eine Kerze ersetzt wurde. Üblicher wären hierfür spezielle Brenner, die jedoch in dem beengten Brennraum keinen Platz hatten, weshalb eine normale Kerze verwendet wurde. Aus den genannten Gründen ist dies jedoch irrelevant, solange der Rußvolumenbruch am Messort konstant bleibt. Für die nötige Sauerstoffzufuhr wurde der Glasring so heruntergefahren, dass ein Spalt zwischen ihm und dem Zylinderkopf vorhanden war. Dies hatte zugleich einen stabilisierenden Einfluss auf das Brennen der Flamme. Es war erforderlich, den Laserlichtschnitt nun hochkant durch die Flamme zu leiten, was relativ einfach durch eine Verdrehung der Zylinderlinse um  $90^\circ$  erreicht werden konnte. Entsprechend erfolgte die Signalerfassung nun nicht von unten über den Spiegel, sondern direkt von vorne. Die Laserfluenzen wurden von 0 bis  $1,15 \text{ J/cm}^2$  erhöht. Für jede Fluenz wurden 50 Aufnahmen erfasst, anschließend der praktisch gleichzeitig erfasste REL-Anteil subtrahiert und dieses reine LII-Signal über die Aufnahmen gemittelt. Die Ergebnisse und Vergleichswerte aus der Literatur [Mic03] sind in Abbildung 3-16 dargestellt. Zusätzlich ist der bei eigentlichen Messungen an der Mitte des Muldenbauchs anzutreffende Bereich von Laserfluenzen eingezeichnet. Damit wird klar, dass die Fluenzen der eigenen Messungen in jedem Fall in dem Bereich dieser „LII-Responsekurve“ liegen, in welchem das LII-Signal näherungsweise unabhängig von der Fluenz ist:



**Abbildung 3-16:** Im Brennraum des Transparentmotors an einer Kerze ermittelte Abhängigkeit des LII-Signals von der Laserfluenz im Vergleich zu Literaturwerten [Mic03], zusätzlich ist der Bereich der bei den motorischen Messungen im Brennraum auftretenden Laserfluenzen gekennzeichnet

Die gute Übereinstimmung der gemessenen Kurve mit den Literaturwerten bestätigt zusätzlich die Richtigkeit des Messaufbaus. Auch wird deutlich, dass die für die Messungen verwendeten Laserfluenzen sehr gut im Plateaubereich der Kurve liegen. Selbst noch vernachlässigte Effekte im Strahlengang und mögliche Schwankungen der Pulsenergie des Lasers, die jedoch durch ständige Kontrolle auf einem Minimum gehalten wurden, wären praktisch ohne Auswirkungen. Dass der Laserlichtschnitt auch noch über den Brennraum hinweg die nötige Aufweitung erfährt, ist somit fast ohne Einfluss auf das Ergebnis. Dies gilt zumindest, so lange bei Anwesenheit von Ruß und hohen Drücken mögliche Abschattungseffekte und *Beam-Steering*<sup>6</sup> die anregenden Fluenzen nicht so weit reduzieren, dass das Plateau verlassen wird.

Der Verlauf der in Abbildung 3-16 gezeigten Kurven erklärt sich wie folgt: Im ansteigenden Bereich bis ca.  $0,2 \text{ J/cm}^2$  kommt es zu einer Erhöhung der inneren Energie der Partikel und daher auch zu einer Erhöhung der Temperatur. Folglich steigt  $I_{LII}$ . Im anschließenden Plateau erhöht sich die innere Energie weiter. Die Temperatur bleibt jedoch annähernd konstant, da es zu einer Verflüssigung der Partikeloberfläche kommt. Die Kurve fällt im Plateau sogar leicht ab, da Flüssigkeit an der Oberfläche wegverdampft und es in gewissem Maße auch direkt zu Sublimation kommt. Bei einer weiteren Erhöhung von  $\phi_L$  (nicht gezeigt) würde wieder ein Anstieg des LII-Signals eintreten, da nun signifikant eine Fragmentierung der Partikel einsetzen würde, was zu einer Erhöhung der Oberfläche und damit zu einer Erhöhung von  $I_{LII}$  führen würde [Axe00], [Mic03].

### **Kalibrierung**

Neben der Durchführung von Relativ-Messungen mit der LII-Technik, sollte eine Kalibrierung erfolgen, anhand der Absolutwerte des Rußvolumenbruchs errechnet werden können.

Die in der Literatur übliche Vorgehensweise wäre der Vergleich mit dem aus Extinktionsmessung bestimmten Rußvolumenbruch. Das grundsätzliche Vorgehen wird in [Pic04] beschrieben: An einer stationär brennenden Flamme wird eine LII-Messung durchgeführt. Anschließend oder gleichzeitig wird das Verhältnis von transmittierter zu einfallender Laserenergie bestimmt, indem die gesamte oder ein Anteil der transmittierten Laserenergie in eine mit Laserfarbstoff gefüllte Küvette geleitet wird. Mittels eines Strahlteilers wird ein Anteil der einfallenden Laserenergie in eine andere Küvette geleitet. Eine Kamera erfasst die in beiden Farbstoffküvetten hervorgerufenen Intensitäten  $I$  und  $I_0$ . Entsprechend sollte eine Laserwellenlänge gewählt werden, für die Laserfarbstoffe vorhanden sind, die mit der Wellenlänge des Laserlichts anregbar sind, wie beispielsweise ein frequenzverdoppelter Nd:YAG-Laser mit 532 nm. Die Grundwellenlänge von 1064 nm scheidet damit aus, da es für diese Wellenlänge keine geeigneten Farbstoffe gibt. Aus dem Verhältnis  $I/I_0$  und der Weglänge  $L$

---

<sup>6</sup> Beam-Steering bezeichnet hier die (unerwünschte) Änderung der Hauptausbreitungsrichtung der elektromagnetischen Strahlung auf Grund von Gradienten des Brechungsindex, bedingt durch hohe Dichten und Temperaturen.

durch den Ruß lässt sich der dimensionsbehaftete Extinktionskoeffizient  $K$  nach dem Lambert-Beer'schen Gesetz bestimmen zu:

$$\frac{I}{I_0} = e^{-KL} \Leftrightarrow K = -\frac{1}{L} \ln\left(\frac{I}{I_0}\right) \quad (3.5)$$

Der Rußvolumenbruch  $f_V$  lässt sich dann aus der allgemeinen Mie-Theorie für Partikel, die gegenüber der Wellenlänge  $\lambda_L$  klein sind, ableiten [Pic04]:

$$f_V = \frac{K\lambda_L}{k_e} \quad (3.6)$$

Dabei ist  $k_e$  der dimensionslose optische Extinktionskoeffizient. In ihn gehen das Verhältnis von Streuung zu Absorption  $\alpha_{sa}$  und der komplexe Brechungsindex  $m$  des Rußes ein:

$$k_e = -6\pi(1 + \alpha_{sa}) \operatorname{Im} \frac{m^2 - 1}{m^2 + 2} \quad (3.7)$$

Durch Vergleich zwischen dem durch Extinktion bestimmten Rußvolumenbruch mit dem zuvor gemessenen LII-Signal ist die Absolutkalibrierung durchgeführt. Nun kann zu den Intensitäten aller weiterer LII-Messungen der Rußvolumenbruch angegeben werden.

Insgesamt ist diese Kalibrieremethode verhältnismäßig aufwändig. Als vorteilhaft ist aber anzusehen, dass die Referenzwerte in der Nähe des eigenen Messaufbaus bestimmt werden. Außerdem ist die Kalibrierung mit jedem Brenner möglich, der eine quasi-stationäre Rußverteilung aufweist.

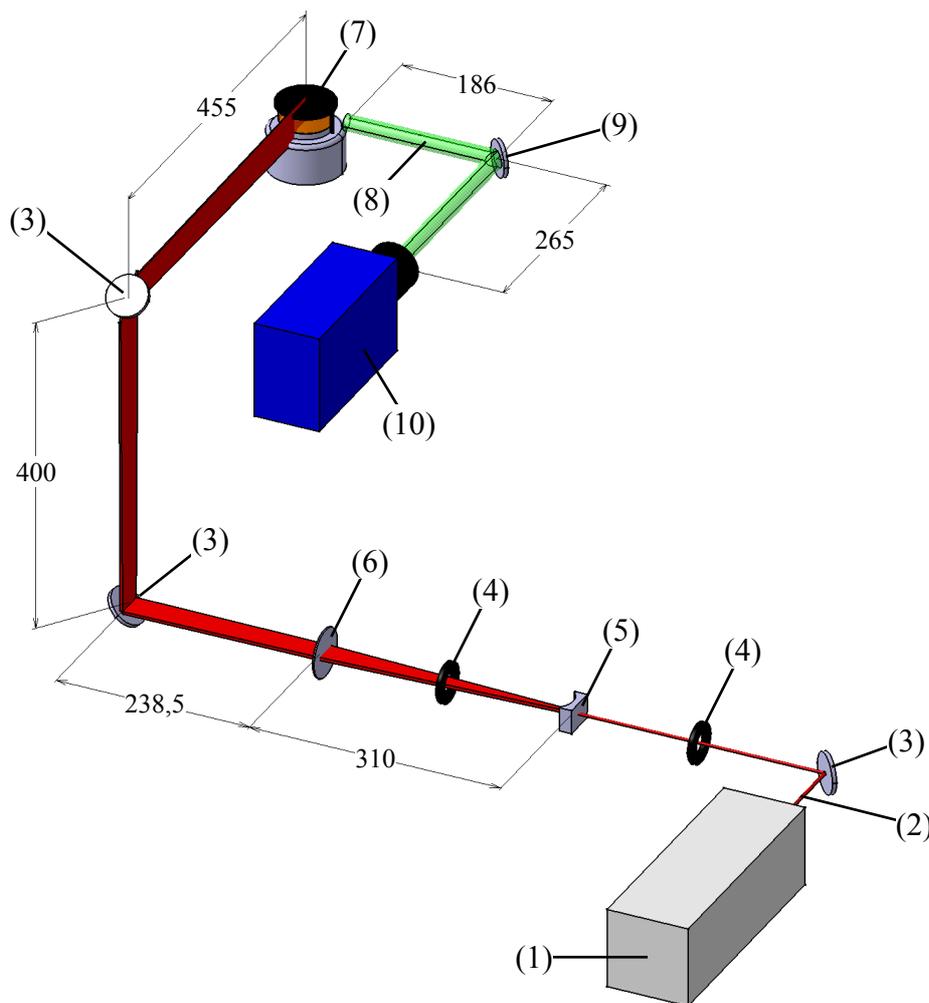
Um den messtechnischen Aufwand zu reduzieren und dennoch hinreichend genaue Ergebnisse zu ermöglichen, wurde für die Kalibrierung im Rahmen dieser Arbeit ein anderer Weg gewählt: In der Literatur finden sich für einige Brenner unter vorgegebenen Betriebsbedingungen detaillierte Verteilungen der Rußvolumenbrüche, die durch Extinktionsmessungen bereits bestimmt wurden. Deshalb erfolgte die Kalibrierung mittels Vergleichsmessungen an einem bekannten Fall, nämlich anhand einer bekannten laminaren vorgemischten Ethylen/Sauerstoff-Flamme an einem Brenner mit poröser Matrix, der auch als *McKenna-Brenner* bezeichnet wird. Die Brennermatrix bestand aus Stahl und hatte einen Durchmesser von 60 mm. Es sei an dieser Stelle erwähnt, dass das Material der Matrix auch bei gleicher Porengeometrie hauptsächlich wegen unterschiedlichen Wärmeleitungskoeffizienten entscheidenden Einfluss auf die gemessenen Rußvolumenbrüche hat. Diese können je nach den gewählten Betriebsbedingungen und dem Messort bis zum Dreifachen differieren und außerdem eine unterschiedliche radiale Rußverteilung aufweisen [Mig08]. Zur Stabilisierung der Flamme befand sich nach [Axe00] in einer Höhe von 21 mm über der Matrixoberfläche eine Stahlplatte des gleichen Durchmessers wie die äußere Matrix.

Ungeachtet dessen, ob die Kalibrierung durch eine Extinktionsmessung oder durch den Vergleich mit einer bekannten Flamme erfolgt, ist es auf jeden Fall wünschenswert, die

Flamme im Brennraum des Motors zu beobachten, da dann die Signalerfassung auf dem selben optischen Weg wie bei den eigentlichen Messungen erfolgt. Damit werden Verluste durch den Quarzglaskolben und den Umlenkspiegel, geometrische Effekte und die Empfindlichkeit der Kamera bereits bei der Kalibrierung kompensiert. Bei der Umsetzung bestehen allerdings Schwierigkeiten:

- Trotz der Möglichkeit, den Brennraum zu öffnen, die Laubuchse abzusenken und den Quarzglasring zu entfernen, damit nur der auf dem Hohlkolben aufgesetzte Quarzglaskolben verbleibt, kann der Kalibrierungsbrenner aus Platzgründen dennoch nicht im Brennraum positioniert werden. Eine Abhilfe könnte hierfür die Verwendung eines kleiner bauenden Brenners schaffen.
- Zur Beobachtung auf dem normalen optischen Weg müsste die Flamme horizontal brennen. Dies ist aber nicht ohne Weiteres durch eine Verkipfung des McKenna-Brenners möglich, da der Einfluss der Gravitation die Flamme und damit die Rußverteilung beeinflussen würde.
- Schließlich bestünde auch die Gefahr, dass der Aluminiumzylinderkopf durch die starke stationäre Wärmefreisetzung Schaden nehmen würde.

Aus diesen Gründen wurde eine Vergleichskalibrierung außerhalb des Brennraums gewählt, deren Aufbau Abbildung 3-17 beschreibt. Der grundsätzliche Messaufbau wurde beibehalten. Allerdings erfolgten auf Grund der genannten Schwierigkeiten einige Anpassungen. So wurde die Zylinderlinse und damit das Strahlprofil um  $90^\circ$  verkippt, damit die Flamme senkrecht und nicht wie im Motorbetrieb waagrecht vom Strahlprofil erfasst wird. Außerdem wurde der letzte Umlenkspiegel gedreht, so dass der Laserstrahl auf die vom Motor abgewandte Seite geleitet wird. Dabei ist es unerheblich, dass die beiden Randbereiche des ankommenden Strahlprofils nicht komplett umgelenkt werden, da die Flamme des Brenners ohnehin nur eine effektive Höhe von 21 mm aufweist. Der Abstand zwischen dem letzten Umlenkspiegel und der Flamme wurde dem des Motorbetriebs nachgebildet. Außerdem wurden die Beobachtung über den Metallspiegel und die Abstände zwischen Flamme und Metallspiegel sowie Metallspiegel und Kamera reproduziert, jedoch mit dem Unterschied, dass die Beobachtung, wie gewünscht, seitlich zur Flamme erfolgte. Auch wurde überlegt, direkt vor der Flamme auf dem Beobachtungsweg den zum Messbetrieb um  $90^\circ$  verkippten Kolben zu platzieren. Eine Beobachtung durch ihn sollte in der Theorie eine weitere Verbesserung der Genauigkeit bewirken. In der Realität war dieser Aufbau jedoch nicht praktikabel. Wie im nächsten Abschnitt noch beschrieben wird, besteht ohnehin die Möglichkeit, die Bilder aus dem Motormessbetrieb zu entzerren, was diesen Einfluss weitgehend kompensiert. Die Höhe des Glaskolbens von 50 mm wurde bei der Beobachtung jedoch berücksichtigt. Seine Transmission ging bei der Auswertung ein.

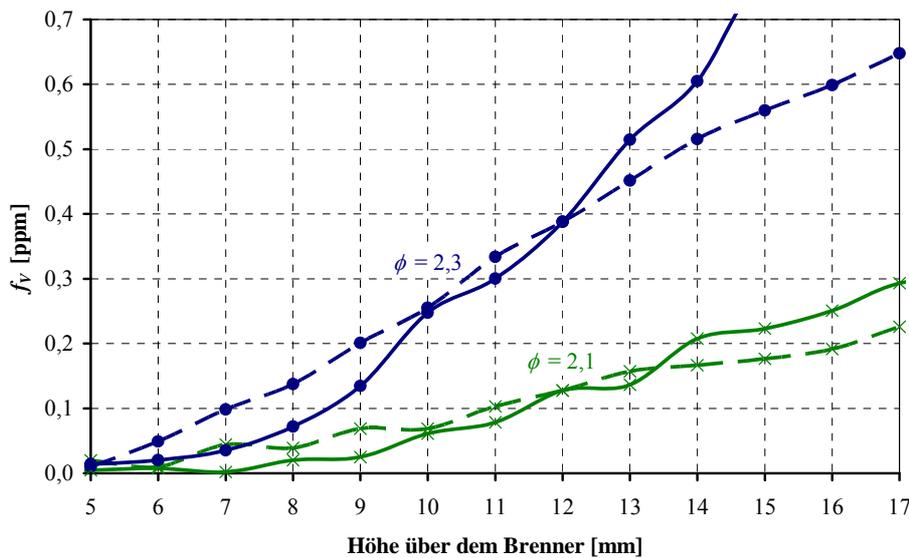


**Abbildung 3-17:** CAD-Modell des LII-Kalibrierungsaufbaus; (1) Nd:YAG-Laser (1064 nm), (2) Laserstrahl, (3) Laserumlenkspiegel, (4) Irisblenden, (5) plankonkave Zylinderlinse ( $f = -90$  mm), (6) plankonvexe sphärische Linse ( $f = 1000$  mm), (7) McKenna-Brenner, (8) LII- und REL-Signal, (9) 45°-Metallumlenkspiegel, (10) ICCD-Kamera Dicam Pro mit Objektiv und Bandpassfilter (450 nm), Abstände zwischen wichtigen Elementen in mm angegeben

Abbildung 3-18 zeigt Ergebnisse aus der Literatur [Axe00], die an einem baugleichen und unter gleichen Bedingungen betriebenen McKenna-Brenner ermittelt wurden. Außerdem sind die Werte der eigenen Messungen eingetragen, die über 100 Aufnahmen gemittelt wurden. Radial gesehen wurden alle Werte über der Mitte des Brenners erfasst.

Die Gleichsetzung der eigenen Messungen mit den Literaturwerten erfolgte bei einer Höhe von 12 mm über dem Brenner. Die eigenen Messungen zeigen vor und nach dem Ort der Gleichsetzung eine gute Übereinstimmung mit den Kurven aus der Literatur. Der tendenziell stärkere Anstieg des Rußvolumenbruchs bei den eigenen Messungen bei beiden Äquivalenzverhältnissen ergibt sich möglicherweise aus einer nicht ganz exakten Erfassung der Werte in der Brennermitte bei den eigenen Messungen. Dies kann den Gradienten der Rußvolumenbrüche über der Höhe merklich beeinflussen [Mig08]. Auch könnte die Ursache in einem unter-

schiedlichen Ansprechverhalten der eigenen und der ICCD-Kamera der fremden Forschungsstelle begründet liegen. Natürlich wird von den Kameraherstellern ein lineares Ansprechverhalten der Bildverstärker und der CCD-Chips angestrebt, wobei insbesondere im Bereich der Bildverstärker Nichtlinearitäten auftreten können. Auch variieren diese in der Regel über den Lebenszyklus.



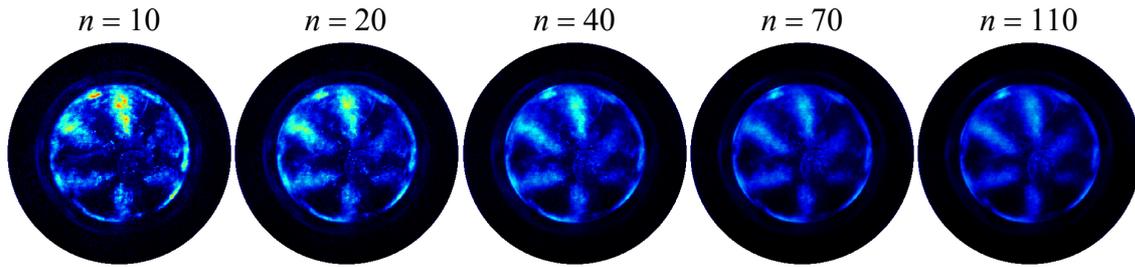
**Abbildung 3-18:** Durch Extinktionsmessung bestimmte Rußvolumenbrüche  $f_V$  einer Ethylen/Sauerstoff-Flamme an einem McKenna-Brenner mit Stahlmatrix in Abhängigkeit der Höhe bei 2 Äquivalenzverhältnissen  $\phi$ ; gestrichelte Linien: Literaturwerte [Axe00], durchgezogene Linien: Eigene Messungen

Es ergab sich damit bei  $\phi = 2,3$  ein Kalibrierungsfaktor von 0,013 und bei  $\phi = 2,1$  von 0,012 ppm/count. Es gilt jedoch zu bedenken, dass die motorischen LII-Messungen je nach Betriebspunkt unter Drücken zwischen 51 und 58 bar stattfanden, während die Kalibrierung am bekannten Vergleichsbrenner unter Umgebungsdruck stattfand. Die Größe des möglichen Einflusses auf das Signalverhalten war zunächst nicht bekannt. Ein erst nach Ende der gesamten LII-Messungen zur Verfügung stehendes Rechenmodell, welches am Deutschen Institut für Luft- und Raumfahrttechnik entwickelt und unter Matlab implementiert wurde, konnte weitere Aufschlüsse über diese Frage geben. Dieses Modell beruht auf einer detaillierten Berechnung der Terme in Gl. 3.2. Bei einer Druckerhöhung nimmt hauptsächlich der Energieverlust durch Wärmeleitung an die Umgebung  $Q_{cond}$  zu. Als Ergebnis konnte ermittelt werden, dass die integralen Intensitäten des LII-Signals bei 51 bar lediglich noch 1,09 % und bei 58 bar nur noch 0,91 % des ursprünglichen Signals bei Umgebungsdruck betragen. Es besteht also ein Faktor von etwa 100 zwischen den motorischen und den Kalibrierungsmessungen, weshalb die tatsächlichen Kalibrierungsfaktoren im Bereich von 1,3 bzw. 1,2 ppm/count liegen. Damit ergaben sich bei den späteren Motormessungen (siehe weiter unten) lokale Rußvolumenbrüche von bis zu 350 ppm am Muldenkragen und sogar 1000 ppm am Muldenbauch. Damit ist in Frage gestellt, inwieweit wegen Abschattungseffekten die einfallenden

Laserfluenzen über den gesamten Messbereich in der Plateauregion des LII-Signals lagen. Konkret wäre dann eine quantitative Vergleichbarkeit nicht mehr gegeben. Die Wahrscheinlichkeit, dass dies tatsächlich der Fall war, nimmt mit dem Weg entlang der Beleuchtungsrichtung, also auf den Bildern von rechts nach links, entsprechend zu. Auch ist mit bloßem Auge auf manchen Aufnahmen eine teilweise Abnahme des Signalniveaus entlang der Beleuchtungsrichtung erkennbar, die aber ebenso auf motorische Düsen-/Muldeneffekte zurückzuführen sein kann. Noch gravierender wiegt die Abschwächung des bereits entstandenen LII-Signals bei diesen extrem hohen Konzentrationsniveaus durch nicht beleuchteten Ruß entlang der Beobachtungsrichtung. Auch ist eine rechnerische Kompensation dieser Störeinflüsse nicht möglich, da die Rußverteilung im Motor inhomogen ist und keine näheren Informationen über die Verteilung vorhanden sind. Letztendlich muss damit die Kalibrierung unter diesen motorischen Randbedingungen als derzeit nicht möglich betrachtet werden, weshalb im Weiteren bei Ergebnissen auch keine Rußvolumenbrüche, sondern lediglich Signalintensitäten angegeben werden. Dennoch kann die LII-Messtechnik gute qualitative Vergleiche zwischen den einzelnen Einspritzdüsenauslegungen in diskreten Ebenen liefern. Im Gegensatz zu den REL-Messungen ist die Signalintensität zudem unabhängig von der Temperatur.

### **Statistische Betrachtungen**

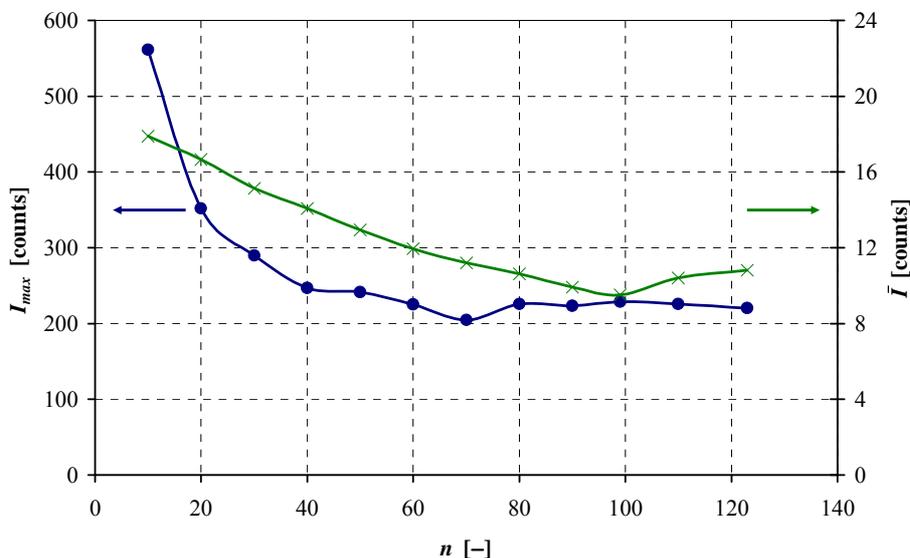
Es wurde bereits beschrieben, dass aus Gründen der Verschmutzung des Transparentmotors die Anzahl der für Messungen nutzbarer Arbeitsspiele begrenzt ist. Zusätzlich ist es vorteilhaft, die mechanische Beanspruchung des Motors möglichst gering zu halten. Dieses Problem wiegt umso schwerer, als dass mit dem zur Verfügung stehenden Laser mit seiner Repetitionsrate von 10 Hz bei einer Motordrehzahl von 2000 U/min nur jedes 8. Arbeitsspiel für eine Messung genutzt werden kann, obgleich zur Vermeidung unnötiger zusätzlicher Verschmutzung natürlich nur bei den betreffenden Arbeitsspielen Kraftstoff eingespritzt wurde. Bei den LII-Messungen stellt sich daher die Frage, wie viele Bilder für ein optimales Verhältnis zwischen Anzahl bzw. Aufwand und Nutzen aufgenommen werden sollten. Das Ziel muss sein, anschließend ein Mittelwertbild zu erhalten, welches für die innermotorische Rußverteilung repräsentativ ist. Dabei ist leicht nachvollziehbar, dass die LII, welche ja auf einen dünnen Lichtschnitt beschränkt ist, hierzu mehr Aufnahmen benötigt als die integralen Mie-/LIF- und REL-Techniken, bei denen häufig schon eine Aufnahme pro Zeitpunkt aussagekräftig ist, da hierbei automatisch eine Mittelung entlang der Beobachtungsrichtung, also sozusagen über viele Ebenen, stattfindet. Denn bei der integralen Mie-/LIF-Technik erfasst der Lichtschnitt mit seiner Höhe von ca. 25 mm zu beobachtungsrelevanten Zeitpunkten den gesamten Brennraum von Mulde bis Zylinderkopf und bei der REL-Technik wird automatisch der gesamte Brennraum integral beleuchtet. Abbildung 3-19 zeigt Mittelwertbilder von LII-Messungen, die über eine unterschiedliche Anzahl von Einzelaufnahmen errechnet wurden. Alle Bilder stammen aus einem Versuch, d. h. zwischen den Aufnahmen wurde keine Reinigung durchgeführt. Auch startet die Berechnung jeweils mit den gleichen Bildern und es werden für höhere Mittelungen lediglich später erfasste Bilder hinzugefügt.



**Abbildung 3-19:** LII-Aufnahmen eines Motorversuches in Abhängigkeit von der Bildanzahl  $n$ , über die gemittelt wurde; Farbskala: 0 – 512 counts; Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$ ,  $p_{raii} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-16,0 \text{ °KW/1 mg}$ , HE:  $-1,0 \text{ °KW/11,5 mg}$ ,  $\varphi = 16,2 \text{ °KW (VSP)}$

Alle Bilder sind mit derselben Falschfarbenskala dargestellt. Es wird ersichtlich, dass sich mit zunehmender Bildanzahl die Aufnahmen nicht grundsätzlich verändern. Einzelercheinungen und sporadisch auftretende Rußherde hoher Konzentration treten aber deutlich in den Hintergrund. Hingegen verbleiben wirklich reproduzierbare Strukturen. Insgesamt tendieren die Aufnahmen mit zunehmender Anzahl mehr zum Verschwimmen, was sich damit begründet, dass in dem Lichtschnitt über viele Arbeitsspiele an allen Positionen Ruß auftreten wird. Schon davor wird eine Verbreiterung der Kernstrukturen sichtbar. Für eine bessere Übersichtlichkeit sind in Abbildung 3-20 die maximalen Intensitäten  $I_{max}$  und die mittleren Intensitäten  $\bar{I}$  der Mittelwertbilder aufgetragen, die sich aus einer unterschiedlichen Anzahl von Bildern des obigen Betriebspunktes errechnen. Erwartungsgemäß nimmt  $I_{max}$  durch die verbesserte statistische Mittelung mit zunehmender Bildanzahl ab. Aber auch bedingt durch die fortschreitende Verschmutzung des optischen Zugangs zum Brennraum nehmen die Werte beider Kurven ab. Dabei gilt zu beachten, dass diese Kurven immer alle Bilder bis zur Anzahl  $n$  und damit immer auch die kaum verschmutzten berücksichtigen. Denkt man nur an den Verschmutzungseffekt, wäre die Signalabnahme in Einzelbildern mit fortschreitender Messdauer also signifikant stärker als es hier den Anschein hat. Dennoch nehmen die Kurven nach einer gewissen Anzahl offensichtlich einen waagerechten Verlauf an. Einerseits begründet sich dies in der statistischen Mittelung und andererseits stellt sich möglicherweise ein gleichgewichtsähnlicher Zustand zwischen Verschmutzung und Rußabbrand ein. Denn bereits ab einer Mittelwertbildung über 40 Aufnahmen nimmt der auftretende Maximalwert nicht mehr entscheidend ab und bleibt dann fast konstant, so dass ab hier extreme und nicht repräsentative Rußpeaks im errechneten Bild vermieden werden. Die mittlere Intensität, die ohnehin möglichst hoch sein sollte, nimmt über eine große Anzahl stetig ab und scheint erst ab 100 gemittelten Bildern diesen Trend zu beenden. Vermutlich liegt neben den erwähnten Statistikeffekten der Unterschied zwischen beiden Kurven darin begründet, dass, wie bei geöffnetem Brennraum deutlich zu sehen war, der Glaskolben nach sehr langem Betrieb Oberflächenbereiche sehr starker Verschmutzung im Bereich der Spraykeulen mit ihrer verdrallten Form aufweist. Gerade in diesen Bereichen ist im Motorbetrieb viel Ruß anzutreffen, weshalb Spitzenwerte im Messsignal schon früh vermieden werden. Hingegen bleiben auch nach sehr langer Betriebs-

dauer Bereiche dazwischen transparenter, was zu dem längeren Abfall der mittleren Intensität beiträgt.



**Abbildung 3-20:** Maximale und mittlere Intensität in Abhängigkeit von der Bildanzahl  $n$ , über die gemittelt wurde; Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$ ,  $p_{rail} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-16,0 \text{ °KW/1 mg}$ , HE:  $-1,0 \text{ °KW/11,5 mg}$ ,  $\varphi = 16,2 \text{ °KW (VSP)}$

In der Summe all der aufgezeigten Abwägungen wurde für die normalen Messungen des LII-Signals eine Erfassung von 30 befeuerten Arbeitsspielen, die anschließend gemittelt wurden, als optimal erachtet.

## 3.4 Bildauswertemethoden

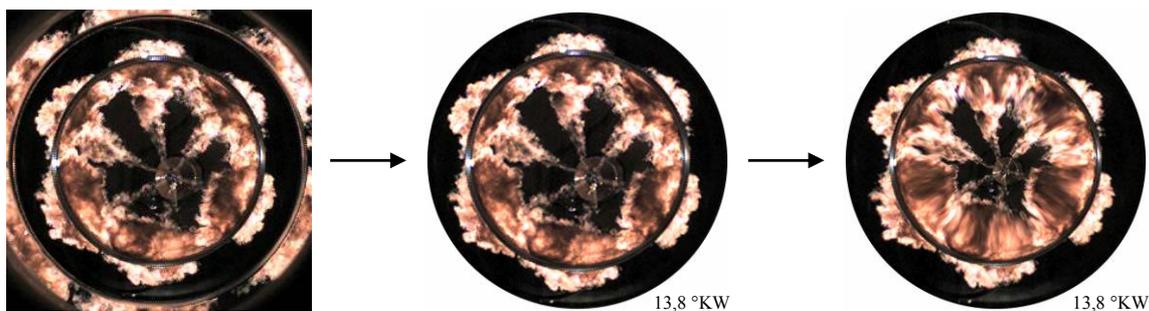
### 3.4.1 Bildvorbereitende Maßnahmen

Bevor die mit den vorgestellten optischen Messtechniken gewonnenen Aufnahmen der computergestützten Bildauswertung zugeführt werden können, müssen sie auf einen einheitlichen Standard gebracht werden. Denn einerseits haben unterschiedliche Kameras verschiedene Auflösungen und andererseits erfolgt die Abbildung auf unterschiedlichen Bildbereichen und in unterschiedlichen Größen. Außerdem entstehen an der Innenseite des Quarzglasrings Reflexionen, die mit abgebildet werden, obwohl die innenseitige Fläche parallel zur Beobach-

tungsrichtung ist. Denn die konkave Linse des Glaskolbens ermöglicht durch ihre Aufweitung einen Blick nach außen auf die eigentlich nicht sichtbare Ringinnenseite. Es ist also ein Ausschneiden des richtigen Bildbereichs und eine Größenanpassung nötig, was auch für große Bildserien mit Hilfe von in Adobe Photoshop erstellten Makros durchgeführt wurde. Auch wurde den Bildern für Darstellungszwecke der jeweilige Kurbelwinkelgrad zugeordnet. Dies stellt den Stand dar, mit dem optische Aufnahmen für qualitative Betrachtungen in dieser Arbeit präsentiert werden.

Für quantitative Betrachtungen gilt es aber darüber hinaus zu berücksichtigen, dass die transparentmotorischen Untersuchungen an realen Kolbengeometrien durchgeführt wurden. Damit der gesamte Brennraum einsehbar wird, ist außerdem die Kolbenunterseite als konkave Linse ausgeführt. Sowohl die Realkolbengeometrie als auch die konkave Unterseite bewirken Verzerrungen des Bildes. In der erfassten Abbildung ergibt sich insgesamt eine ziemlich starke Konzentration des „natürlichen“ Bildes in Richtung des Muldenrandes. Daher wird mit Hilfe eines unter Matlab programmierten Algorithmus die von der Kamera erfasste Abbildung entzerrt, um die reale Signalverteilung im Brennraum und insbesondere in der Mulde darzustellen.

Bei dem gewählten Vorgehen werden zunächst am Transparentmotor für die jeweilige Kolbengeometrie bei zwei Kurbelwinkeln Kalibrierenaufnahmen von einer bekannten Struktur gemacht. Diese besteht aus Kreisen und Linien, deren Anzahl, Größe und Position für die vorliegende Anwendung optimiert sind. Aus den beiden verzerrten und der unverzerrten Strukturgeometrie werden anschließend mit Hilfe der Matlab Image Processing Toolbox zwei Transformationsmatrizen erzeugt. Die Matrizen für dazwischen liegende oder darüber hinausgehende Kurbelwinkel werden durch lineare Interpolation gebildet. Dies erfolgt ohne wahrnehmbare Einbußen bei der Genauigkeit und erscheint damit als legitim. Denn zwar beschreibt der Kolbenweg gemäß Gl. 3.3 annähernd eine Sinus- bzw. Kosinusfunktion, die umso exakter der Reinfunktion entspricht, je größer das Schubstangenverhältnis ist, da dann der zweite Term den Grenzwert null annimmt. Die Sinus- bzw. Kosinusfunktion kann aber für kleine Winkel gut durch eine Gerade angenähert werden. Die jeweilige Transformationsmatrix wird anschließend auf das zu entzerrende Bild angewendet und die unverzerrte resultiert aus der ursprünglich verzerrten Abbildung.



**Abbildung 3-21:** Aufbereitung eines Rohbildes zur weiteren Darstellung und rechnergestützten Auswertung am Beispiel einer REL-Aufnahme; links: Rohbild, Mitte: Beschnitten und beschriftet, rechts: Entzerrt

### 3.4.2 Kombination von Mie- und LIF-Bildern

Wie bereits weiter oben beschrieben, wurden zur Analyse der Gemischbildung Untersuchungen mit einem kombinierten Aufbau aus Mie-Streulicht und laserinduzierter Fluoreszenz (LIF) durchgeführt. Hierbei gibt das Mie-Signal Aufschluss über die Verteilung der Flüssigphase, während die LIF die Flüssig- und Dampfphase visualisiert. In der Vergangenheit wurde dieses Bildmaterial in der Regel „getrennt“ interpretiert [Hen06], [Ried04], [Uhl04].

Grundsätzlich ist es durch die zeitgleiche Erfassung beider Signale möglich, die räumliche Verteilung von Flüssig- und Dampfphase zueinander zu betrachten, was jedoch bei einer separaten Darstellung erschwert wird. Aus diesem Grund wurde auf Basis der rechnergestützten Bildauswertung (Software DaVis der Firma LaVision) ein bildverarbeitender Algorithmus implementiert, der es ermöglicht, die kurbelwinkelaufgelösten Bilder beider Messtechniken in eine prägnante und die Interpretation erleichternde Form zu überführen. Das Vorgehen basiert auf einer geeigneten Rekombination beider Bilder und der anschließenden Überführung in eine Falschfarbendarstellung, wobei die ursprünglichen Intensitätsverteilungen trotz dieses Schrittes erhalten bleiben. Die zu Grunde liegende vereinfachende Annahme ist, dass dort wo Flüssigphase vorhanden ist, kein Dampf vorhanden sein soll. Natürlich ist dies in der Realität nicht richtig, da bei dieseltypischen Einspritzbedingungen allenfalls noch direkt am Spritzlochaustritt, ansonsten aber an keinem Ort der Einspritzstrahlen ein zusammenhängendes, intaktes Flüssigkeitsgebiet vorliegt [Lei08]. Vielmehr sind es Flüssigkeitströpfchen, von verschiedener Anzahl und Größe, zwischen denen sich schon verdampfter und durch das Entrainment mit Luft gemischter Kraftstoff befindet [Ish99], [Raj99]. Somit hängt es von der Empfindlichkeit der verwendeten Messtechnik und einem empirischen Schwellwert ab, welche Gebiete noch als Flüssigphase definiert werden und welche nicht. Das genaue Schema der nötigen Berechnungsschritte, die alle pixelweise durchgeführt werden, gibt Abbildung 3-22 wieder und soll nachstehend im Detail erläutert werden:

Bevor die Mie- und LIF-Aufnahmen dem eigentlichen Algorithmus zugeführt werden, erfolgt eine Aufbereitung des Materials, wie es auch bei allen anderen in dieser Arbeit gezeigten Bildern der Fall ist und in Abschnitt 3.4.1 beschrieben wurde. Es sei aber an dieser Stelle noch einmal betont, dass nach dieser einleitenden Bildbearbeitung die Mie- und LIF-Aufnahmen die gleiche Größe haben und den gleichen Abschnitt des Brennraums zeigen, was eine Grundvoraussetzung für das weitere Vorgehen ist. Zunächst wird ein Hintergrundbild, also ein Mie-Bild ohne Einspritzung, das beim gleichen Kurbelwellenwinkel aufgenommen wurde, vom eigentlichen Mie-Bild subtrahiert, so dass nur noch die Einspritzstrahlen verbleiben sollten. Da dies in der Realität durch vorhandenes Messrauschen nie vollständig der Fall ist, wird danach eine Schwellwertkorrektur durchgeführt, um übriges Hintergrundstreulicht vollständig zu entfernen. Es werden also alle Pixel, die unterhalb einer bestimmten Intensität liegen, „künstlich“ auf 0 gesetzt. Das entstandene Bild verbleibt für eine spätere Verwendung im Speicher, wird jedoch auch zu einem weiteren Zweck binarisiert, wobei alle Pixel mit einer Intensität größer 0 zu 1 gesetzt werden. Es liegt also ein Bild vor, das nur noch aus den

Intensitätswerten 0 und 1 besteht. Dieses wird nun invertiert. Anschließend findet das LIF-Bild Verwendung. Dieses wird mit dem invertierten Bild multipliziert. Das neu entstandene Bild hat also an den Stellen, an denen das invertierte Bild Pixel der Intensität 0 hatte, ebenfalls nur noch Pixel der Intensität 0. Es wurden daher für die Flüssigphase, in deren Bereich per Definition keine Dampfphase sichtbar sein soll, „Löcher“ in der Dampfphase geschaffen. Für eine einfachere Verwendung mittels einer Falschfarbendarstellung wird das „gelöcherte“ Dampfphasenbild nun noch negativ gemacht und zu dem Schwellwert-korrigierten Bild aus dem Speicher addiert. Das Endbild gibt also nach wie vor die volle Dynamik der Kameras von 12-bit wieder, wobei die dementsprechenden Intensitätswerte von 0 bis 4095 nun positiv oder negativ auftreten können. Negativ bedeutet dann Dampfphase und wird in der hier gewählten Falschfarbendarstellung weiß wiedergegeben, während positive Intensitäten die Flüssigphase zeigen und rot dargestellt werden.

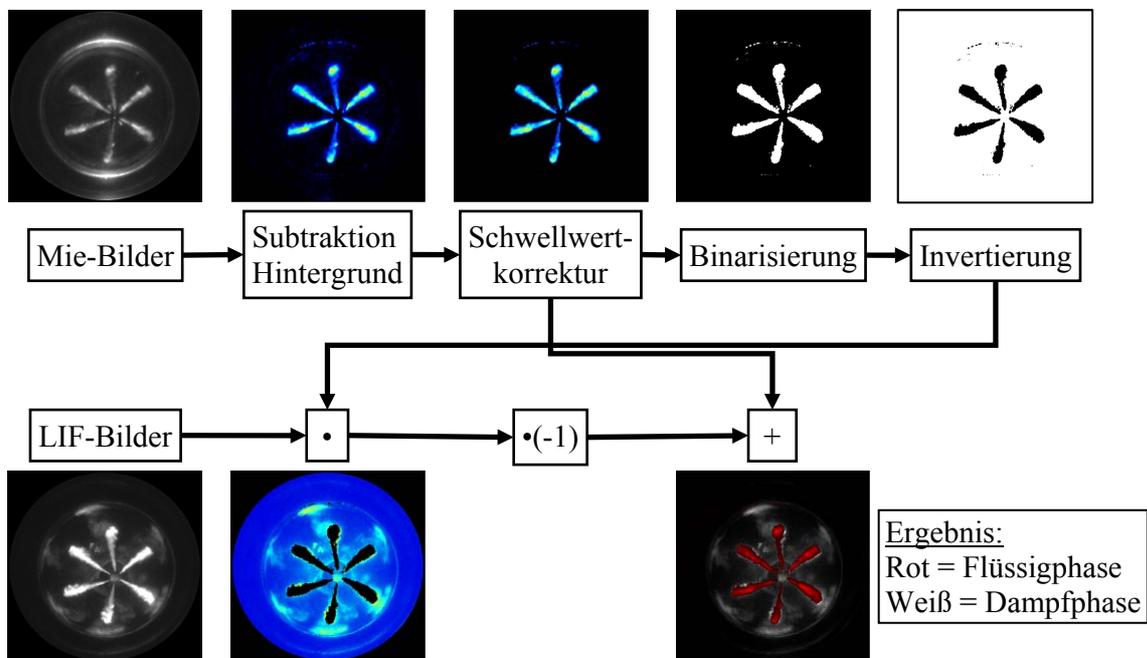


Abbildung 3-22: Schema des Vorgehens bei der Kombination von Mie- und LIF-Bildern

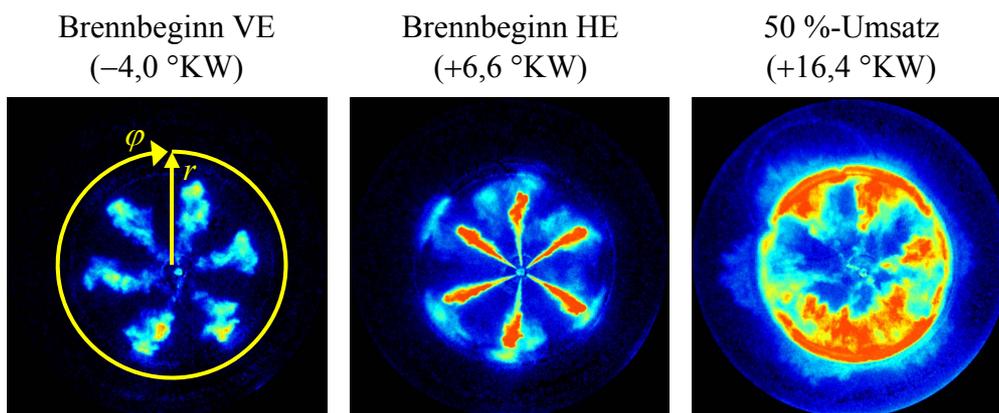
### 3.4.3 Qualität der Gemischaufbereitung in tangentialer Richtung

Es wurde bereits ausführlich beschrieben, inwiefern bei dem 2V-Konzept Nachteile bei der Einspritzung und Gemischbildung mit Auswirkungen auf die Verbrennung und Schadstoffbildung bestehen. Diesen Problemen mit verschiedenen Ansätzen zu begegnen und diese auf ihre Brauchbarkeit zu bewerten, stellt einen zentralen Aspekt dieser Arbeit dar. Die Auswirkungen werden größtenteils mit optischen Messtechniken untersucht, die im Abschnitt 3.3

vorgestellt wurden. Ein konzeptionelles Hauptproblem besteht darin, dass Asymmetrien bei der Gemischaufbereitung und Verbrennung stark begünstigt werden.

Nachstehend soll eine Verfahrensweise vorgestellt werden, die es ermöglicht, diese Effekte über die rein qualitative Betrachtung von Bildmaterial hinaus zu bewerten. Grundsätzlich ist diese Methode auf alle eingesetzten optischen Messtechniken anwendbar, wobei das Haupteinsatzgebiet LIF-Aufnahmen sind. Deshalb wird hier auch von „Gemischaufbereitung in tangentialer Richtung“ gesprochen.

Wie anhand des linken Teilbildes von Abbildung 3-23 ersichtlich ist, bedeutet „tangential“ in diesem Zusammenhang, dass die Qualitätsbetrachtung über den kolbenbezogenen Seitenwinkel erfolgt. Da zwischen der Mulde und der Einspritzdüse ein Versatz besteht, wird der Ursprung des Koordinatensystems dabei nicht auf die Strahlwurzel (Düse), sondern auf die Muldenmitte gelegt. Denn für die Untersuchung der Gemischbildung und Verbrennung sind nur die Geschehnisse in der Mulde und eventuell im Quetschspalt von Interesse. Der Ursprungsort der Einspritzstrahlen ist dafür letzten Endes bedeutungslos, obgleich seine Lage ein gutes motorisches Verhalten stark begünstigt oder erschwert.



**Abbildung 3-23:** LIF-Aufnahmen zur tangentialen Bewertung der Gemischaufbereitung in der w-Mulde (Falschfarben); Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$ ,  $p_{rail} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-15,0 \text{ °KW/1 mg}$ , HE:  $0,0 \text{ °KW/11 mg}$ ; links: Definition des verwendeten Koordinatensystems

Den initialen Berechnungsschritt, der an den entzerrten, mit dem Hintergrund subtrahierten und mit einem Schwellwert korrigierten Bildern durchgeführt wird, beschreibt Gl. 3.8 in integraler Form:

$$I_{tan}(\varphi) = \int_0^{r_{Muldenrand}} I(r, \varphi) r dr \quad (3.8)$$

Es werden also die Intensitäten auf schmalen Kreissegmenten (siehe Multiplikation mit  $r$ ) vom Nullpunkt bis zum Muldenrand aufintegriert. Bildlich gesprochen sind die Kreissegmente auf der einen Seite mit dem Nullpunkt fest verbunden, werden aber um den Seitenwinkel  $\varphi$

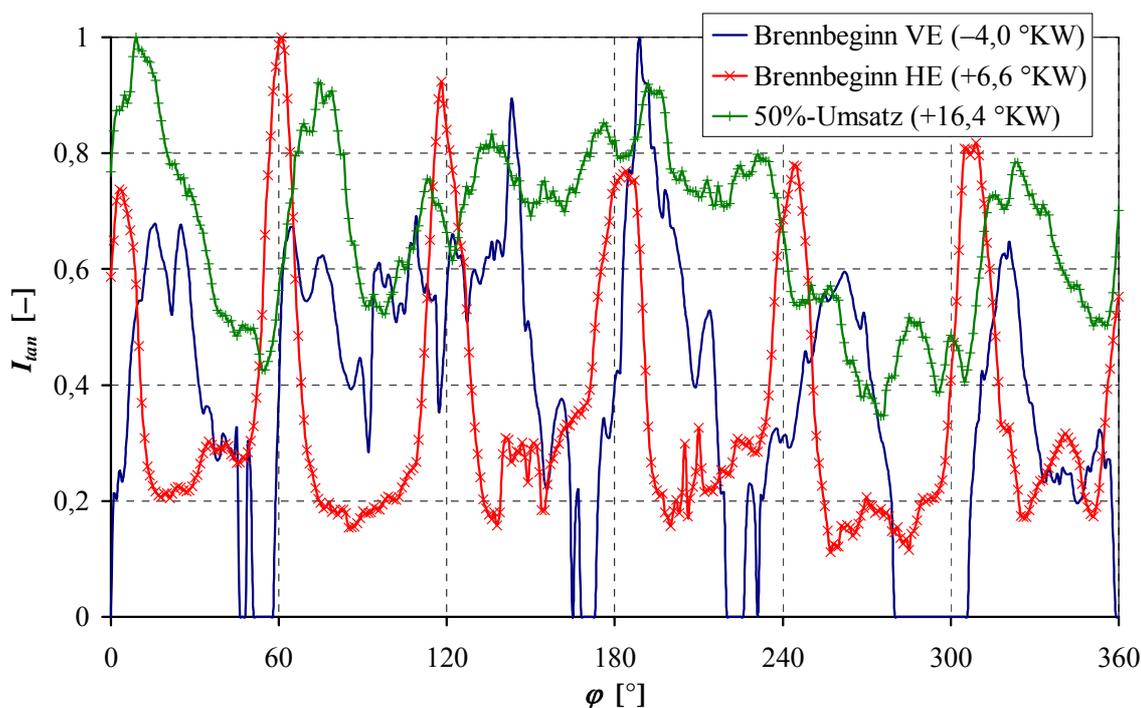
gedreht. Die resultierenden tangentialen Intensitäten zeigt Abbildung 3-24. Die Zeitangaben entstammen den korrespondierenden Verbrennungsuntersuchungen, in diesem Fall mit 40 % AGR-Rate. Die LIF-Aufnahmen selbst wurden wie weiter vorne beschrieben unter inerten Bedingungen gewonnen. Darüber hinaus sind alle Kurven auf den Wert eins normiert, da die Bilder unterschiedliche Helligkeitsniveaus aufweisen. Dies ist auf verschiedene Ursachen zurückzuführen. Werden Zeitpunkte vor dem Ende aller Einspritzungen betrachtet, so befinden sich unterschiedliche Kraftstoffmengen im Brennraum. Und selbst wenn sich gleiche Mengen darin befinden, können die Kurven stark unterschiedliche Formen annehmen. Beispielsweise kann die gleiche Kraftstoffmasse homogener verteilt vorliegen, womit das Profil breiter, die Peaks aber weniger hoch wären. Wenn sie weniger homogenisiert vorliegt, hätte das Profil spitzere und höhere Peaks, wäre aber dazwischen tiefer. Bei idealisierter Betrachtung wäre aber bei gleicher Kraftstoffmasse im Brennraum das Integral unter den resultierenden Kurven gleich groß. Allerdings ist auch dies in der Realität sehr unwahrscheinlich, da, wie bereits beschrieben, die Fluoreszenzausbeute einer starken Druck- und Temperaturabhängigkeit unterliegt [Hal90]. Diese Größen sind bei einem Hubkolbenmotor über den Arbeitszyklus naturgemäß niemals konstant. Auch weisen die Pulse des Excimer-Lasers Intensitätsschwankungen auf. Und zuletzt sind variierende Abschattungseffekte bei der anregenden Beleuchtung und auch Signal-Trapping<sup>7</sup> bei der Detektion niemals komplett auszuschließen.

Betrachtet man das Intensitätsprofil zum Zeitpunkt des Brennbeginns der Voreinspritzung ( $-4,0$  °KW), so sind die Peaks der 6 Einspritzstrahlen deutlich zu sehen. Mit einer Ausnahme gehen die Intensitätswerte zwischen den Strahlen zurück auf 0. Dies ist bedingt durch die Schwellwertkorrektur, die die Erfassung und Weiterverarbeitung von Messrauschen unterbinden soll. Besonders auffällig ist der Bereich zwischen  $60^\circ$  und  $220^\circ$ , der den Einspritzstrahlen in der 2-, 4-, und 6-Uhr-Position entspricht. Der Verlauf ist hier sehr breit und es findet zwischen den 2- und 4-Uhr-Strahlen kein Rückgang auf die Intensität 0 statt. Der 6-Uhr-Strahl fällt anschließend nochmals sehr hoch aus. Dieses Verhalten ist damit erklärbar, dass das diejenigen Strahlen sind, die wegen geringeren freien Weglängen bei dieser Kombination zwischen Mulde und Düse zum „Überfetten“ neigen können. Zum späteren Zeitpunkt des Brennbeginns der Haupteinspritzung ( $+6,6$  °KW) ergibt sich ein harmonischerer Verlauf. Ursächlich ist, dass die Einspritzung noch nicht so weit fortgeschritten ist, dass die Spraykeulen die Muldenwand erreicht haben und eine Interaktion stattfindet. Weiterhin ist zwischen den Peaks der Haupteinspritzung die Voreinspritzung erkennbar. Deren Dampfwolken haben sich allerdings bis zu diesem Zeitpunkt bereits um ca.  $60^\circ$  weitergedreht. Schließlich ist am Verbrennungsschwerpunkt ( $+16,4$  °KW) durch die stark fortgeschrittene Gemischaufbereitung die Differenz zwischen Maxima und Minima deutlich geringer als zuvor. Weiterhin bleibt aber

---

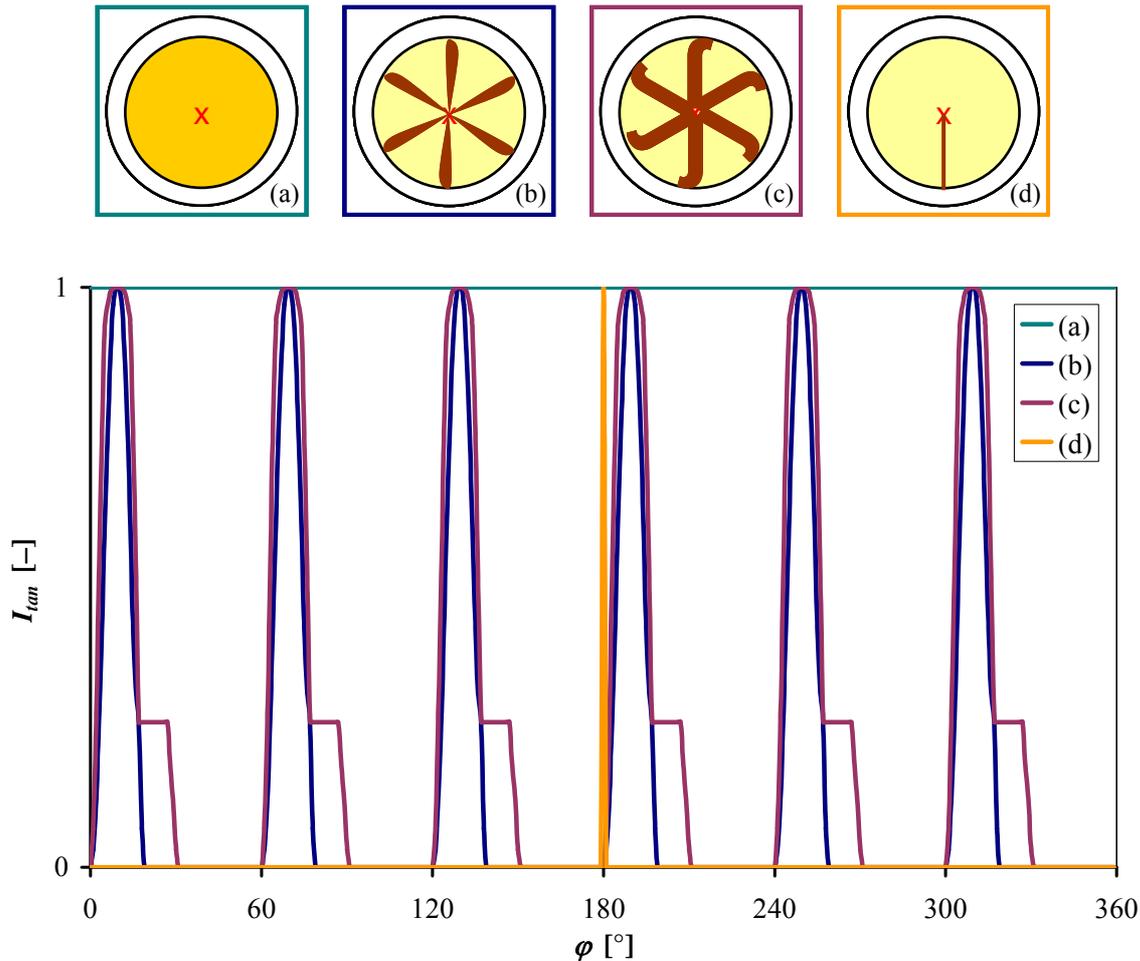
<sup>7</sup> Signal-Trapping ist ein Sammelbegriff für alle Mechanismen, die ein Durchkommen des bereits vorhandenen Messsignals zur Detektionseinrichtung erschweren. Im vorliegenden Fall ist eine erneute Anregung eines speziellen Übergangs eines Moleküls durch das Fluoreszenzlicht denkbar. Das Licht würde dann zwar erneut emittiert werden, nunmehr allerdings in alle Raumrichtungen, womit ein Großteil des Messsignals verloren wäre. Betrachtet man aber Emissions- und Absorptionsspektren typischer im Dieselkraftstoff fluoreszierender Moleküle, so ist durch die Rotverschiebung der Überschneidungsbereich beider Spektren so klein, dass dieser Effekt als verschwindend gering eingeschätzt werden darf.

ein zusammenhängender, ziemlich kraftstoffreicher Bereich zwischen  $100^\circ$  und  $240^\circ$  erhalten. Dieser resultiert, wie schon bei der Voreinspritzung beschrieben, aus der räumlichen Einschränkung der 2-, 4- und 6-Uhr-Strahlen. Es sei angemerkt, dass natürlich bei einer Analyse von LIF-Aufnahmen die Auswirkungen einer ablaufenden Verbrennung außer Betracht bleiben.



**Abbildung 3-24:** Tangentiale Intensitäten (normiert) zu drei repräsentativen Zeitpunkten; Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$ ,  $p_{rail} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-15,0 \text{ °KW/1 mg}$ , HE:  $0,0 \text{ °KW/11 mg}$

Die empirische Betrachtung derartiger Intensitätsverläufe ist durchaus ausreichend, um z. B. große Asymmetrien aufzuspüren. Die Bewertung von deutlich kleineren Unterschieden, wie sie sich beispielsweise bei der Verwendung sich nur im Detail unterscheidender Einspritzdüsen ergeben, erscheint jedoch praktisch unmöglich. Es stellt sich die Frage, ob es möglich ist, aus diesen Signalen eine objektive Kennzahl zu errechnen. Dazu muss aber zunächst geklärt werden, welche Signalverläufe vor dem Hintergrund des 2V-Konzepts und seiner speziellen Herausforderungen zu „guten“ und welche zu „schlechten“ Kennzahlen führen sollen. Letztendlich soll der Grad der Symmetrie bewertet werden, der jedoch näher erörtert und definiert werden muss. Abbildung 3-25, in der mögliche idealisierte Szenarien im Brennraum mit den zugehörigen Intensitätsverläufen dargestellt sind, soll dazu beitragen, der Lösung dieses Problems näher zu kommen:



**Abbildung 3-25:** Mögliche Brennraumszenarien in einer idealisierten Darstellung mit zugehörigen tangentialen Intensitätsverläufen (normiert) über dem Seitenwinkel

Das linke Teilbild (a) zeigt einen komplett homogenen Brennraum. Die zugehörigen Intensitäten hätten die Form einer horizontalen Geraden für alle Werte von  $\varphi$  und wären hier als optimal zu bewerten. Würde dieses Bild die Dampfverteilung vor der Verbrennung darstellen, was nicht leicht zu realisieren ist, so würden sehr geringe Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen resultieren, während Nachteile bei der HC- und CO-Oxidation in Kauf genommen werden müssten [Hen06]. Nicht gezeigt ist in der Skizze, dass die Intensität zur Muldenmitte hin abfallen würde, da die Mulde in Richtung des Zentrums zunehmend geringere Tiefen aufweist. Dies ändert allerdings nichts am Intensitätsverlauf, da beide untersuchten Muldengeometrien rotationssymmetrisch sind. Würde generell eine homogene Betriebsweise des Motors angestrebt, die dieses Bild bei der Dampfverteilung und auch der Flamme aufweisen würde, so wäre die Bewertung verhältnismäßig einfach durchzuführen. Es bräuchte lediglich ermittelt werden, wie stark das Signal von einer horizontalen Geraden abweicht, was mit der Berechnung der Standardabweichung erfüllbar wäre. Allerdings bildet eine homogene Betriebsweise bei dem vorliegenden Motorkonzept allenfalls einen darstellbaren Sonderfall für niedrige Lasten. Das Hauptaugenmerk liegt jedoch auf dem konventionellen Betrieb. Hierbei wird die Bewertung

der Signale deutlich komplexer. Einen denkbaren Fall zeigt das dunkelblau umrandete Bild (b). Dieses Profil wäre nach wie vor als optimal einzustufen, da zwar nicht mehr eine homogene Verteilung auftritt, dafür aber 6 Kraftstoffkeulen vorliegen, die sich im Abstand von  $60^\circ$  identisch wiederholen. Daneben sind diese Keulen bezogen auf ihre Mittelachse symmetrisch. Nun findet aber unter realen dieselmotorischen Bedingungen zusätzlich eine Verwehung durch den Drall und eine Ausbreitung entlang der Muldenwand statt (c). Hierdurch geht die Symmetrie wegen des „Höckers“ durch die Verwehung verloren, obgleich immer noch optimale Bedingungen vorliegen, da das Signal im Abstand von  $60^\circ$  zu 100 % mit sich selbst korreliert. Hingegen zeigt das letzte Teilbild (d) den hypothetisch schlechtesten Fall: Eine einzige Linie von der Muldenmitte zum Muldenrand wird von einem Kraftstoff-/Luftgemisch eingenommen, wo das Luftverhältnis  $\lambda$  deutlich kleiner ist als im restlichen Brennraum.

Ein geeignetes Bewertungsverfahren soll daher die folgenden Forderungen möglichst gut erfüllen:

- Ein ideal homogener Brennraum soll direkt zum Ergebnis 1 führen. Die in der Realität immer vorhandenen Abweichungen sollen zu einer Abwertung in Abhängigkeit der Größe der vorherrschenden Gradienten führen.
- Signalverläufe, die mit einem bestimmten Winkelversatz vollkommen mit sich selbst korrelieren, sollen direkt zum Ergebnis 1 führen. Abweichungen sollen zu in Abhängigkeit der Größe der Abweichung differenzierten Abwertungen führen.
- Als schlechtesten denkbaren Fall wird ein Brennraum definiert, der eine tangentielle Auswertelinie mit  $\lambda_1 = 0$  und alle anderen (der übrige Brennraum)  $\lambda_2 \rightarrow \infty$  aufweist. Dies soll zum Wert 0 führen. Gilt  $\lambda_1 < \lambda_2$ , so soll dies abhängig von der Größe des Verhältnisses zwischen den beiden Bereichen Ergebnisse zwischen 0 und 1 ergeben.

Aus der Statistik ist bekannt, dass die mathematische Methode der *Kreuzkorrelation* einen Zusammenhang zwischen zwei Signalen herstellen kann. Hier seien die beiden Signale  $I_{tan}(\varphi)$  und  $J_{tan}(\varphi)$ . Im Weiteren werden sie der Einfachheit halber ohne den Index als  $i(\varphi)$  und  $j(\varphi)$  bezeichnet. Die Kreuzkorrelation berechnet sich für ein endliches Winkelintervall  $[\varphi_1; \varphi_2]$  zu:

$$R_{ij}(\varepsilon) = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} i(\varphi)j(\varphi + \varepsilon)d\varphi \quad (3.9)$$

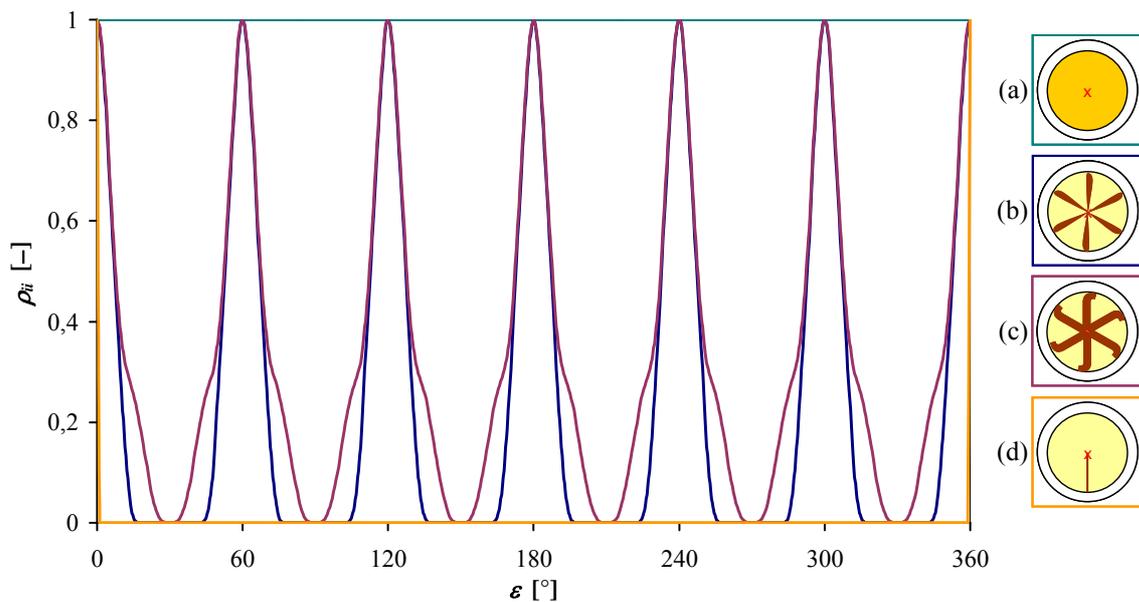
Die Korrelationsfunktion wird maximal, wenn bei einer Winkelverschiebung  $\varepsilon$  zwischen den beiden Signalen „Ähnlichkeiten“ oder gar Übereinstimmungen auftreten. Da aber  $R_{ij}(\varepsilon)$  beliebige Werte annehmen kann, wird es häufig zu  $\rho_{ij}(\varepsilon)$  normiert, für das dann  $|\rho_{ij}(\varepsilon)| \leq 1$  für alle  $\varepsilon$  gilt [Ben00]:

$$\rho_{ij}(\varepsilon) = \frac{R_{ij}(\varepsilon)}{\sqrt{R_{ii}(0) \cdot R_{jj}(0)}} \quad (3.10)$$

Nun sollen bei den hier vorliegenden Untersuchungen der Intensitätsverläufe aus dem Brennraum aber in der Regel nicht zwei Signale miteinander verglichen werden. Vielmehr soll ermittelt werden, inwiefern sich Strukturen innerhalb des eigenen Signals wiederholen. Hierfür bietet sich die Berechnung der normierten Autokorrelationsfunktion an:

$$\rho_{ii}(\varepsilon) = \frac{1}{\rho_{ii}(0)} \int_0^{360^\circ} i(\varphi) i(\varphi + \varepsilon) d\varphi \quad (3.11)$$

Das resultierende Signal  $\rho_{ii}(\varepsilon)$  ist damit unabhängig vom Niveau des Eingangssignals  $i(\varphi)$ . Dies ist aus den weiter oben genannten Gründen für die Normierung von großem Vorteil. Obwohl  $i(\varphi)$  bzw.  $I_{\text{tan}}(\varphi)$  bislang normiert gezeigt wurde, kann es ohne Einfluss auf das Ergebnis Gl. 3.11 auch „roh“ zugeführt werden. Abbildung 3-26 zeigt die auf diese Weise berechneten normierten Autokorrelationsfunktionen:



**Abbildung 3-26:** Normierte Autokorrelationsfunktionen der exemplarischen Brennraumszenarien

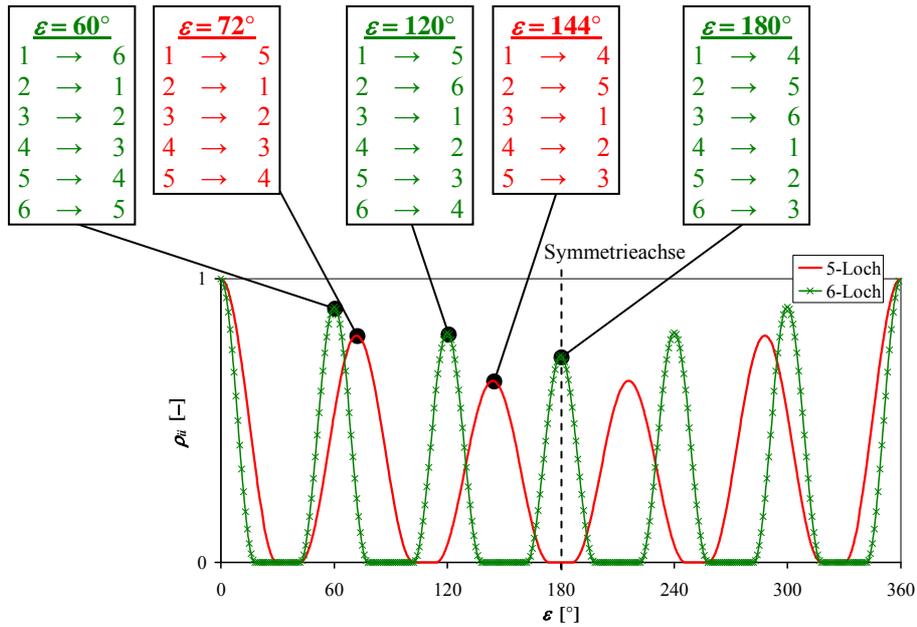
Es ist trivial, dass  $\rho_{ii}$  generell für alle  $i(\varphi)$  bei  $\varepsilon = 0^\circ$  und  $360^\circ$  den Wert 1 annimmt. In ähnlicher Weise nehmen die dunkelblauen (b) und violetten Brennräume (c) zusätzlich bei  $60^\circ$ ,  $120^\circ$ ,  $180^\circ$ ,  $240^\circ$  und  $300^\circ$  den Wert 1 an, da sich die Strukturen innerhalb von Intervallen von  $60^\circ$  wiederholen. Weiterhin ist es leicht einzusehen, dass der tangentielle Intensitätsverlauf des homogenen Gemischs im Brennraum (a), welcher eine horizontale Gerade ist, bei der Autokorrelationsfunktion wiederum eine horizontale Gerade ergibt, also für alle Verschiebewinkel den Wert 1 annimmt. Und schließlich nimmt das „linienförmige“ Gemisch (d),

den Wert 0 an, da gerade hier die Übereinstimmung des mit sich selber korrelierten Signals nie vorhanden ist. Es sei noch einmal betont, dass sich der geschilderte Verlauf nur ergibt, wenn der restliche Brennraum (mit Ausnahme der Linie) den Wert  $\infty$  aufweist. Hätte  $\lambda$  im restlichen Brennraum einen anderen konstanten Wert, der größer dem der Linie ist, wäre die Form der Korrelationsfunktion zwar noch immer ein „U“, es würden sich aber abhängig vom Intensitätsverhältnis für  $0^\circ < \varepsilon < 360^\circ$  nicht  $\rho_{ii}(\varepsilon) = 0$ , sondern ein anderes konstantes  $0 < \rho_{ii}(\varepsilon) < 1$  berechnen.

Es stellt sich nun aber die Frage, wie aus den Werten der normierten Autokorrelationsfunktion eine Kennzahl für die tangential Güte abgeleitet werden kann. Naheliegender wäre es, das Integral der normierten Autokorrelationsfunktion zu bestimmen, was aber auf den ersten Blick ausscheidet, da per Definition die Brennräume (a), (b) und (c) als optimal einzustufen sind und den Wert 1 ergeben sollen. Die Integrale wären aber unterschiedlich, denn es würde die Breite der Kraftstoffpeaks mit bewertet werden, da diese auch die Autokorrelationsfunktion um die Peaks verbreitern würde. Es soll aber die auf die Muldenmitte bezogene gleichmäßige Verteilung, die hier im Interesse steht, quantifiziert werden. Ein aussichtsreicherer Ansatz ist, diskrete Stellen von  $\rho_{ii}(\varepsilon)$  zu betrachten, insbesondere die Maxima oder bei realen Verläufen zumindest die Stellen, an denen bei der angestrebten symmetrischen Verteilung Maxima sein sollten. Dabei ist es ausreichend, den Bereich  $0^\circ < \varepsilon \leq 180^\circ$  mit einzubeziehen, da wegen der Betrachtung des endlichen Intervalls  $0^\circ < \varphi < 360^\circ$  Symmetrie zu  $\varepsilon = 180^\circ$  auftritt. Dies ist logisch, da es sinnvoll ist, alle Einspritzstrahlenpeaks genau einmal miteinander zu korrelieren. Bei  $\varepsilon = 180^\circ$  ist dies bereits abgeschlossen (18 Kombinationen). Danach würden die Korrelationen in umgekehrter Reihenfolge erneut stattfinden. Die tangential Güte lässt sich also aus der normierten Autokorrelationsfunktion für den Fall von 6 Einspritzstrahlen errechnen, indem das arithmetische Mittel aus  $\rho_{ii}(60^\circ)$ ,  $\rho_{ii}(120^\circ)$  und  $\rho_{ii}(180^\circ)$  berechnet wird. Für eine ungerade Anzahl von Einspritzstrahlen würde sich demgegenüber eine gerade Anzahl von auswertbaren Maxima ergeben, von denen die erste Hälfte zu verwenden wäre, da auch hier wie in allen Fällen Symmetrie zu  $\varepsilon = 180^\circ$  vorliegt. Erneut wären alle Strahlpeaks genau einmal miteinander zu korrelieren. Abbildung 3-27 soll helfen, diesen Sachverhalt anhand eines beliebigen Signals einer 5-Loch- und einer 6-Loch-Düse zu verdeutlichen.

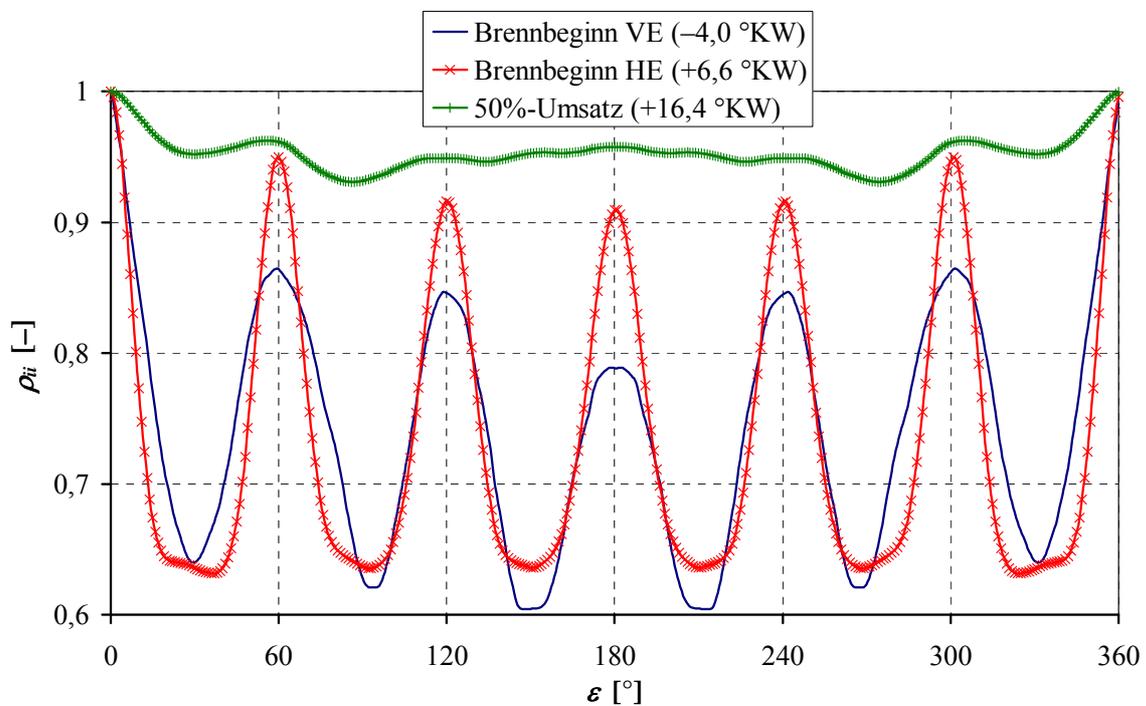
Allgemein lässt sich die Berechnungsmethode für  $n_{Sp} \geq 2$  zusammenfassen zu:

$$\eta_{G,tan} = \begin{cases} \frac{2}{n_{Sp}} \sum_{k=1}^{n_{Sp}/2} \rho_{ii} \left( k \frac{360^\circ}{n_{Sp}} \right) & : \frac{n_{Sp}}{2} \in |\mathbb{N}^* \\ \frac{2}{n_{Sp}-1} \sum_{k=1}^{(n_{Sp}-1)/2} \rho_{ii} \left( k \frac{360^\circ}{n_{Sp}} \right) & : \frac{n_{Sp}+1}{2} \in |\mathbb{N}^* \end{cases} \quad (3.12)$$



**Abbildung 3-27:** Entwicklung der Kennzahl für die tangentielle Güte aus den Peaks der normierten Autokorrelationsfunktion einer 5-Loch- (rot) und einer 6-Loch-Düse (grün)

Wendet man nun die Berechnung der normierten Autokorrelationsfunktion auf die realen Intensitätsverläufe aus Abbildung 3-24 an, so erhält man die folgenden Graphen:



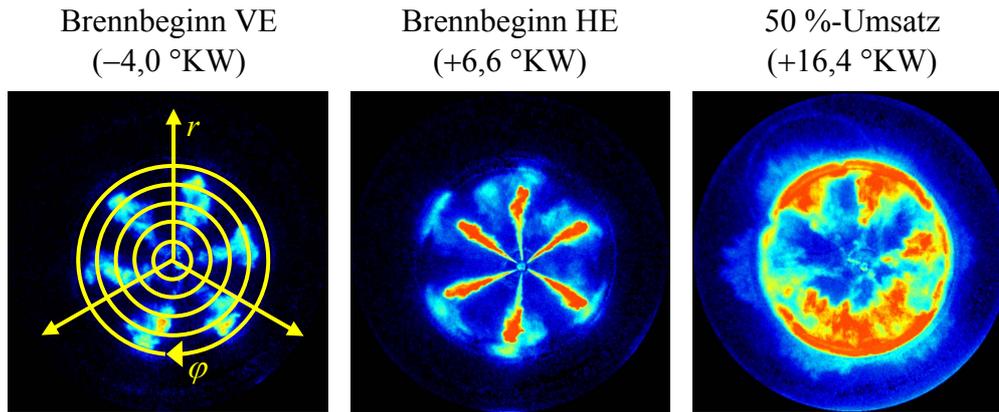
**Abbildung 3-28:** Normierte Autokorrelationsfunktionen zu den drei repräsentativen Zeitpunkten; Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$ ,  $p_{rail} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-15,0 \text{ °KW/1 mg}$ , HE:  $0,0 \text{ °KW/11 mg}$

Die Berechnung der resultierenden tangentialen Güten gemäß Gl. 3.12 erfordert demnach die Ermittlung des arithmetischen Mittels von  $\rho_{ii}$  bei  $60^\circ$ ,  $120^\circ$  und  $180^\circ$ . Als Ergebnis ergibt sich für den Brennbeginn der Voreinspritzung, der Haupteinspritzung und dem Verbrennungsschwerpunkt ein  $\eta_{G,tan}$  von 83,28 %, 92,49 % und 95,60 %. Dies ist plausibel und spricht für die vorgestellte Methode. Der Verbrennungsschwerpunkt erlangt den besten Wert, da die größte Mischungszeit zur Verfügung steht. Die Güte zum Brennbeginn der Haupt- ist besser als die zum Brennbeginn der Voreinspritzung, da die Voreinspritzung hier nur sehr schlecht eingebracht werden kann, weil lediglich Teilhub der Düsennadel erreicht wird. Dies ist nicht allgemeingültig, sondern begründet sich in der bei diesen Voruntersuchungen verwendeten nicht optimalen Einspritzdüse. Vorrangig eignet sich diese Berechnungsmethodik besonders gut zur Analyse von LIF-Aufnahmen. Grundsätzlich ist sie jedoch universell einsetzbar, also auch für die Festkörperstrahlung leuchtender Rußpartikel oder die laserinduzierte Inkandeszenz. Denn auch bei den mit diesen Messtechniken gewonnenen tangentialen Signalverläufen ist aus motorischer Sicht, beispielsweise im Hinblick auf die vorgestellten Schadstoffbildungsmechanismen für Ruß und  $\text{NO}_x$ , eine strukturelle Gleichverteilung von großem Vorteil.

### 3.4.4 Qualität der Gemischaufbereitung in radialer Richtung

Ein weiterer wichtiger Aspekt, der bei der Bewertung der Qualität der Gemischaufbereitung im Brennraum in Betracht gezogen werden muss, ist die Luftausnutzung vom Muldenrand hin zur Muldenmitte bzw. -spitze. Im weiteren Verlauf der Arbeit wird dies kurz als „Gemischaufbereitung in radialer Richtung“ bezeichnet. Sie wird stark von den Faktoren Brennrauminnenströmung, Muldenform, Düsenauslegung, Einspritzdruck und -strategie, aber natürlich auch in sehr großem Maße von der zur Verfügung stehenden Mischungszeit bis zum Einsetzen der Verbrennung bestimmt.

Zur Erläuterung des Vorgehens zeigt Abbildung 3-29 die bereits aus dem vorherigen Abschnitt bekannten LIF-Aufnahmen zu den drei Zeitpunkten:

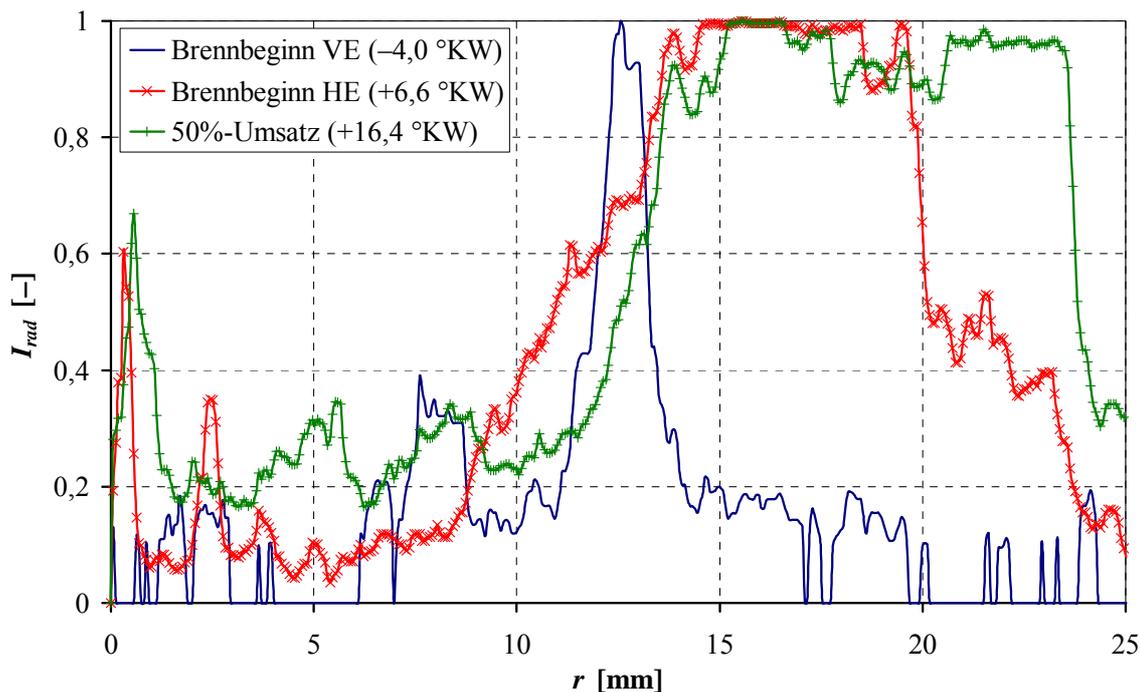


**Abbildung 3-29:** LIF-Aufnahmen zur radialen Bewertung der Gemischaufbereitung in der w-Mulde (Falschfarben); Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$ ,  $p_{rail} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-15,0 \text{ °KW/1 mg}$ , HE:  $0,0 \text{ °KW/11 mg}$ ; links: Definition des verwendeten Koordinatensystems

Die Bilder werden auch hier wieder vor der Weiterverarbeitung entzerrt, mit dem Hintergrund subtrahiert und Bildpunkte unter einem bestimmten Schwellwert zu 0 gesetzt. Wie im linken Teilbild zu sehen ist, werden nun die der Auswertung zu Grunde liegenden Signale dadurch erfasst, dass die Intensitäten auf zur Muldenmitte konzentrisch liegenden Kreisen aufintegriert werden. Dies geschieht mit Hilfe einer Routine in der rechnergestützten Bildauswertung. Der verwendete Rechenalgorithmus berücksichtigt zunächst noch den jeweiligen Kreisumfang, weshalb anschließend die Normierung mit demselben erfolgt und wodurch letztendlich die mittlere Intensität auf jedem Kreis ausgegeben wird. Das Vorgehen folgt in integraler Schreibweise Gl. 3.13:

$$I_{rad}(r) = \frac{\int_0^{2\pi} I(r, \varphi) d\varphi}{2\pi} \quad (3.13)$$

Sinnvollerweise werden die Kreise bis zum äußersten zur Mulde gehörenden Bereich erfasst. Die aus den obigen Aufnahmen gewonnenen Intensitätsverläufe sind in Abbildung 3-30 wiedergegeben. Weiterhin erfolgt wiederum eine Normierung aller Kurven auf den Wert 1, da die Bilder unterschiedliche Helligkeitsniveaus aufweisen. Dieser Sachverhalt wurde in Abschnitt 3.4.3 bereits diskutiert. Es sollen also auch bei der radialen Bewertung Intensitätsunterschiede zwischen den Aufnahmen und damit das absolute Intensitätsniveau bedeutungslos bleiben. Lediglich die Intensitätsverteilung innerhalb eines Bildes, z. B. die gleichmäßige Verteilung oder die Konzentration des Kraftstoffs auf bestimmte Radien, geht in die Bewertung ein.



**Abbildung 3-30:** Radiale Intensitäten (normiert) zu drei repräsentativen Zeitpunkten; Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$ ,  $p_{rail} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-15,0 \text{ °KW/1 mg}$ , HE:  $0,0 \text{ °KW/11 mg}$

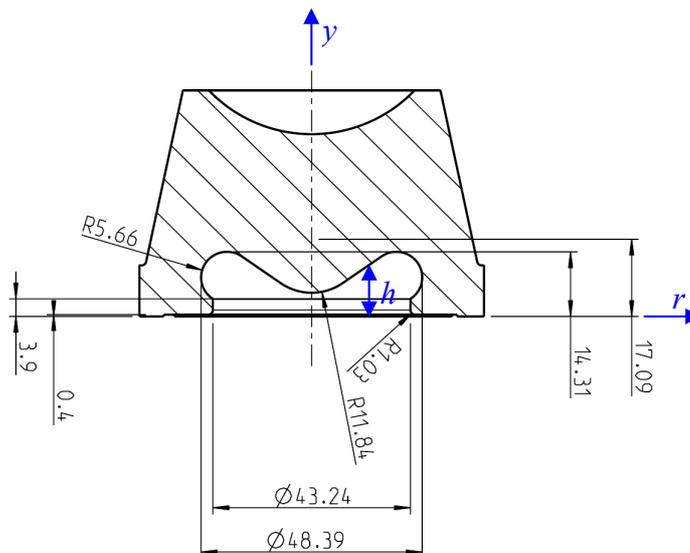
Der Radius 0 mm entspricht der Muldenmitte und nicht der Strahlwurzel. Denn auch hier gilt wieder, dass für die Untersuchung der Gemischaufbereitung und Verbrennung nur die Geschehnisse im Brennraum von Interesse sind, nicht aber der Ursprungsort der Einspritzstrahlen. Dennoch übt er natürlich einen Einfluss aus. Der innere Bereich von etwa 0 bis 6 mm (2 mm von der Muldenmitte zur Düsenmitte und ca. 4 mm für den Radius der Düse) ist für die Auswertung nur bedingt verwertbar, da dieser von der Einspritzdüse eingenommen wird, die wegen an der Oberfläche anhaftenden Kraftstoffs immer relativ starke und ungleichmäßige Fluoreszenz zeigt, die durch die Hintergrundsubtraktion und die Schwellwertkorrektur häufig nicht vollständig entfernbar ist. Darüber hinaus liegen hier Kreise von sehr kleinem Durchmesser, wodurch wegen nur wenigen erfassten Bildpunkten die statistische Mittelung schlechter wird. Allerdings nimmt der Bereich von 0 bis 6 mm nur 2,9 % des Muldenvolumens ein, weshalb er bei der Betrachtung von Abbildung 3-30 nicht überbewertet werden darf und bei den weiteren Berechnungsschritten (siehe unten) „automatisch“ kaum ins Gewicht fällt. Ansonsten ist deutlich zu sehen, dass sich für den Brennbeginn der Voreinspritzung der Großteil des Kraftstoffs in einem etwa 3 mm breiten Bereich um den Radius 12 mm konzentriert. Hingegen ist dieser Bereich am Brennbeginn der Haupteinspritzung bereits deutlich breiter, endet aber noch eindeutig vor der Muldenwand. Dies rührt daher, dass die Haupteinspritzung bei  $+6,6 \text{ °KW}$  noch in vollem Gange ist, ohne dass sowohl Gas- als auch Flüssigphase der Spraykeulen bereits die Muldenwand erreicht hätten. Schließlich ist am Verbrennungsschwerpunkt der Raum bis zur Muldenwand ausgenutzt. Der steile Anstieg in Richtung der vollen Intensität, die nun nochmals deutlich breiter ausfällt, beginnt hier erst bei etwa

12 mm, während er bei +6,6 °KW schon bei ca. 8 mm begonnen hat. Allerdings fällt das Intensitätsniveau von 6 bis 9 mm nun höher aus als zuvor. Offenbar hat also bereits ein Rücktransport von Kraftstoff in Richtung der Muldenmitte stattgefunden.

Diese Betrachtungsweise ist zwar geeignet, um einen groben Überblick über die radiale Gemischverteilung zu erlangen, jedoch bestehen weiterhin zwei Hauptprobleme:

- Den unterschiedlichen Kreisumfängen wurde mit Hilfe der Normierung mit der Punktanzahl Rechnung getragen. Unberücksichtigt ist aber bislang die Tatsache, dass die Mulde entlang der Beobachtungsachse von der Mitte zum Rand unterschiedliche Tiefen aufweist. Durch die integrale Beleuchtung des Brennraums werden die Kraftstoffmoleküle überall in der Mulde angeregt, unabhängig davon, in welcher Höhe sie sich befinden. Allerdings wird bei der Betrachtung entlang der Sichtlinie integriert. Dies bedeutet, dass selbst bei einer absolut homogenen Verteilung des Kraftstoffs in der Mulde das LIF-Signal näherungsweise ein zur Muldentiefe proportionales Signal aufweisen würde. Dies ist aber für das weitere Vorgehen nicht erwünscht, da sich in diesem Fall die radiale Intensität über dem Radius wie eine horizontale Gerade, also stationär, verhalten soll.
- Bei einer rein qualitativen Betrachtung der normierten integralen Intensitäten können sich Verläufe ergeben, die einen direkten Vergleich schwer oder gar unmöglich machen. Daher soll auch für diese Betrachtung eine dimensionslose Kennzahl eingeführt werden.

Um der Herausforderung der örtlich stark unterschiedlichen Muldentiefen zu begegnen, soll deren Geometrie analytisch betrachtet werden. Abbildung 3-31 zeigt exemplarisch einen Schnitt durch die  $\omega$ -Mulde mit den dazugehörigen Abmessungen:



**Abbildung 3-31:** Abmessungen der untersuchten  $\omega$ -Mulde in der Quarzglaskrone mit Koordinatensystem

Die Höhe  $h$  lässt sich in Abhängigkeit des Radius  $r$  beschreiben, indem man die Muldenkontur von der Mitte nach außen in einen Kreisbogen, eine geneigte Gerade, einen weiteren Kreisbogen und einen hinterschnittenen Kreisbogen abschnittsweise zerlegt. Es folgt (Einheiten in mm):

$$h(r) = \begin{cases} 17,09 - \sqrt{11,84^2 - r^2} & : 0 < r \leq 6,75 \\ 0,69r + 2,68 & : 6,75 < r \leq 15,31 \\ 8,65 + \sqrt{5,66^2 - (r - 18,54)^2} & : 15,31 < r \leq 21,62 \\ 2\sqrt{5,66^2 - (r - 18,54)^2} & : 21,62 < r \leq 24,2 \end{cases} \quad (3.14)$$

Die w-Mulde hat eine entsprechend andere Geometrie und nur drei Bereiche, da der Hinterschnitt fehlt. Sie ist aus Platzgründen im Anhang in Abbildung A-1 dargestellt. Will man nun dem Einfluss der Muldengeometrie in den Intensitätsverläufen Rechnung tragen, so ist dies durch Normierung bzw. Division von  $I_{rad}(r)$  mit  $h(r)$  auf einfache Art möglich. Darüber hinaus lassen sich aber nach Gl. 3.15 nun auch die Volumina der Mulden errechnen, indem diese als Rotationskörper um die y-Achse aufgefasst werden:

$$V = 2\pi \int_0^{r_{\text{Muldenrand}}} rh(r)dr \quad (3.15)$$

Fügt man diesem Integral noch die durch die Höhe dividierte und auf eins normierte radiale Intensität als Funktion des Radius hinzu, so erhält man das *radial intensitätsgewichtete Muldenvolumen* gemäß Gl. 3.16:

$$V_{rad}^* = 2\pi \int_0^{r_{\text{Muldenrand}}} \frac{I_{rad}(r)/h(r)}{\text{Max}\{I_{rad}(r)/h(r)\}} rh(r)dr = 2\pi \int_0^{r_{\text{Muldenrand}}} \frac{I_{rad}(r)}{\text{Max}\{I_{rad}(r)/h(r)\}} r dr \quad (3.16)$$

Dabei ist für jeden betrachteten Fall  $\text{Max}\{I_{rad}(r)/h(r)\}$  eine Konstante, die  $I_{rad}(r)/h(r)$  normiert. Der Term  $I_{rad}(r)/h(r)/\text{Max}\{I_{rad}(r)/h(r)\}$  nimmt daher für alle  $r$  Werte zwischen 0 und 1 an und gewichtet bei der Integration sozusagen jeden infinitesimalen „Volumenring“ mit seiner radialen Intensität. Durch Gl. 3.16 wird weiterhin die Muldengeometrie berücksichtigt und man hat nun die angestrebte Möglichkeit, eine Kennzahl für die Güte der radialen Gemischaufbereitung einzuführen, indem man das radial intensitätsgewichtete Muldenvolumen auf das tatsächliche Muldenvolumen bezieht:

$$\eta_{G,rad} = \frac{V_{rad}^*}{V} \quad (3.17)$$

Die sich ergebende Kennzahl wird immer Werte zwischen 0 (einer sehr schlechten radialen Gemischaufbereitung bzw. Luftausnutzung) und 1 (sehr gut) annehmen. Letzten Endes wird die Güte also zu 1, wenn der Term  $I_{rad}(r)/h(r)/\text{Max}\{I_{rad}(r)/h(r)\}$  für alle Werte von  $r$  zu 1 wird oder noch einfacher gesagt, wenn  $I_{rad}(r)/h(r)$  für alle  $r$  konstant ist, also von innen nach außen ein gleichmäßiges Gemisch vorliegt, was unstrittig für den motorischen Betrieb

v. a. hinsichtlich der Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen von großem Vorteil und anzustreben wäre, obgleich dies nur selten realisierbar ist. Dies sagt natürlich noch nichts über den tatsächlichen Grad einer Homogenisierung oder Gleichverteilung aus, da ja über konzentrisch angeordnete Kreise integriert wird. Die Information, ob das Gemisch auch entlang der Kreise gleichmäßig oder auf einzelne Bereiche konzentriert anliegt, geht bei dieser Auswertungsmethode verloren. Jedoch wird dieser Aspekt bereits bei der Berechnung der tangentialen Güte der Gemischaufbereitung bewertet. Entsprechend würde  $\eta_{G,rad}$  gegen null streben, wenn der gesamte in der Mulde befindliche Kraftstoff auf einem der konzentrischen Kreise konzentriert wäre.

Wendet man diese Berechnung auf die gezeigten Kurven der w-Mulde an, so ergeben sich für die Voreinspritzung, die Haupteinspritzung und den Verbrennungsschwerpunkt Gütegrade von 14,7 %, 61,5 % und 77,5 %. Dies bestätigt die Sinnhaftigkeit des gewählten Vorgehens und ist erwartungsgemäß, da bei identischen Betriebsbedingungen und mit der gleichen Einspritzausrüstung mit fortschreitender Mischungszeit die Luftausnutzung unter normalen Bedingungen besser werden muss. Die vorgestellte Methodik ist aber durchaus auch zur Detektion deutlich kleinerer Unterschiede einsetzbar, wie sie beispielsweise beim Vergleich sich nur im Detail unterscheidender Einspritzdüsen auftreten. Auch hier gilt das bereits im vorherigen Abschnitt Gesagte: Obwohl sich dieses Vorgehen von den angewendeten Messtechniken ideal für LIF-Aufnahmen eignet, ist es im Prinzip universell einsetzbar, wobei die Festkörperstrahlung leuchtender Rußpartikel als weiteres Anwendungsgebiet am sinnvollsten erscheint. Denn auch bei diesem Signal ist aus motorischer Sicht, z. B. im Hinblick auf die beschriebenen Schadstoffbildungsmechanismen für Ruß und  $\text{NO}_x$ , eine hohe Gleichmäßigkeit vom Muldenzentrum nach außen wünschenswert.

## 4 Experimentelle Untersuchungen

### 4.1 Auswahl von Muldenform und -position

Die Basis für den in der vorliegenden Arbeit verwendeten Forschungsmotor bildet ein kommerzieller Zylinderkopf. Damit ist der Bohrungsdurchmesser (76,0 mm) bereits zwingend vorgegeben. Auch empfiehlt es sich, den Kolbenhub (80,5 mm) und damit den Hubraum unverändert zu lassen. Außerdem ist das gewählte Motorkonzept mit diesen Eckdaten ohnehin schon als „langhubig“ zu bezeichnen, weshalb eine weitere Erhöhung des Hubs praktisch ausscheidet. Umgekehrt würde eine Verkleinerung des Kolbenhubs zu einem Hubraum des Gesamtmotors führen, welcher der Zielanwendung (Pkw der Kompaktklasse) nicht mehr gerecht würde. Insgesamt verfügt dieses Aggregat hinsichtlich Hub-/Bohrungsverhältnis und dem Gesamthubraum von knapp 1,5 l über ein modernes Eckdatenlayout und erscheint auch für zukünftige Generationen von 2V-Motoren als repräsentativ, wodurch eine hohe Übertragbarkeit der gewonnenen Ergebnisse sichergestellt wird.

Für Untersuchungen des Brennverfahrens können allerdings sehr wohl das Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$  sowie die Form und die Position der Brennraummulde verändert werden, ohne dabei negative Einflüsse auf die grundlegende Funktionalität des bestehenden Motorkonzepts zu nehmen.

Deshalb wurde ein  $\varepsilon$  von ca. 15 gewählt. Dies stellt einen Kompromiss in Richtung verschiedener Anforderungen dar: Neben einer stabilen Selbstzündung und einem ausgewogenen Kaltstartverhalten bietet es einerseits noch einen guten thermodynamischen Wirkungsgrad. Denn dieser steigt degressiv mit zunehmendem  $\varepsilon$  [Hey88]. Andererseits liegt hierdurch ein ausreichend langer Zündverzug vor, um eine fortgeschrittene Gemischaufbereitung sicherzustellen [Hen06]. Und schließlich sind im Vergleich zu höher verdichtenden Ausführungen die Verdichtungsendtemperaturen reduziert. Dies nimmt positiven Einfluss auf die Stickoxidemissionen [Mad08]. In der Praxis wird bei Dieselmotoren  $\varepsilon$  durch das Muldenvolumen bestimmt und eingestellt. Dieses beträgt für alle untersuchten Brennraummulden inkl. der Ventiltaschen ca. 20,4 cm<sup>3</sup>. Alternativ könnte man den Abstand des Kolbens zum Zylinderkopf im OT variieren. Hier wird aber immer ein Mindestabstand gewählt, da während der Kompression eine möglichst starke Quetschströmung in die Mulde erwünscht ist, gleichzeitig aber ein Anschlagen des Kolbens am Zylinderkopf oder an den Ventilen im Betrieb vermieden werden muss. Besonders kritisch ist in dieser Hinsicht der Ladungswechsel-OT, da hier der Kolben kaum Gegendruck erfährt. Eigene optische Messungen haben ergeben, dass am Transparentmotor zwischen Kompressions- und Ladungswechsel-OT bei einer Motordrehzahl von 2000 U/min der Abstandsunterschied 0,3 mm beträgt. Statisch wurde der Abstand auf 0,8 mm ein-

gestellt. Dies entspricht etwa auch dem Abstand im Kompressions-OT bei geschlepptem Motor.

Aus Sicht der innermotorischen Vorgänge erfordert die Auslegung eines Kolbens für Dieselmotoren im Wesentlichen die Festlegung einer geeigneten Geometrie der Kolbenmulde und speziell im Fall von 2V-Aggregaten zusätzlich die Festlegung einer geeigneten Muldenposition.

Die Aufgabe der Kolbenmulde ist es, eine gute Durchmischung zwischen Kraftstoff und Luft zu unterstützen. Dies bedeutet, dass eine gleichmäßige Gemischaufbereitung bei gleichzeitig hoher Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Raumes angestrebt wird. Die wesentlichen Elemente, die bei der Auslegung und Wahl einer Muldenform berücksichtigt werden müssen, sind die Verhältnisse von Muldendurchmesser zu Bohrung und von Muldendurchmesser zu Muldentiefe. Weiterhin sind die Neigung der Muldenwand und die genaue Form des Muldenkragens von großer Bedeutung [Kha92]. Der Einfluss des Durchmessers erklärt sich wie folgt: Durch den Einlasskanal wird beim Ansaugen Drall erzeugt, der beim Eintritt der Luft in die Mulde zunimmt, da die Luft durch die gegenüber der Bohrung engeren Mulde auf einen kleineren Radius gezwungen wird. Abgesehen von Dissipationsverlusten gilt aber Drehimpulserhaltung, weshalb der Drall zunimmt. Für die Form des Muldenkragens in Kombination mit der Neigung der Muldenwände fand Jost in [Jos93] heraus, dass trotz einer erhöhten Gefahr von Schäden im Betrieb, eine möglichst scharfe Kante des Muldenkragens zu einer Verringerung der Rußemissionen führt. Wahrscheinlich wird die Ladeluft beim Eintritt in die Mulde durch die Umlenkung um einen scharfen Muldenkragen stärker geschert, was den Turbulenzgrad erhöht und Wirbel erzeugt. Diese zusätzliche Turbulenz dürfte die Gemischbildung positiv unterstützen.

Die Position der Mulde im Kolben ist bei 2V-Motoren wegen der bereits erläuterten dezentralen und schrägen Position des Injektors von besonderer Bedeutung. Auf der einen Seite darf das Muldenzentrum nicht zu weit vom Injektor entfernt sein, da sich sonst zu stark unterschiedliche freie Strahllängen ergeben würden. Eine ungleichmäßige Verteilung des Kraftstoffs in der Mulde wäre die unerwünschte Folge [Hei97]. Befindet sich auf der anderen Seite das Muldenzentrum zu nahe oder ganz beim Injektor, ist bislang nicht abschließend geklärt, inwiefern dies bei der Gemischaufbereitung Asymmetrien hervorrufen kann und wie sich generell die Einflüsse auf die Strömung im Brennraum darstellen. Die Literatur ist diesbezüglich zwar nicht konsistent, liefert aber etliche Anhaltspunkte. Im Wesentlichen sind diese auf CFD-Simulationen gestützt, die sich in der näheren Vergangenheit neben dem experimentellen Vorgehen zu einem wesentlichen Werkzeug zum Erlangen eines Verständnisses der physikalischen und chemischen Vorgänge im Inneren von Dieselmotoren entwickelt haben [Sen97].

So wird in [Sch96] bei gleichem Drallniveau des Einlasskanals von einem um 10 % reduzierten mittleren Drall in einer dezentralen Mulde gegenüber einer zentralen Mulde berichtet.

Andere Untersuchungen stimmen hiermit zwar tendenziell überein, wobei bei einer Exzentrizität von 10 % von einer Abnahme des Muldendralls um 30 % berichtet wird. Weiterhin

ist bei einer dezentralen Position der Muldendrall, der auch vom Kurbelwinkel abhängt, nicht nur im Mittel geringer, sondern es wird auch eine größere Abklingrate des Dralls bzw. des Drehimpulses beobachtet. Grundsätzlich, d. h. auch bei zentralen Bedingungen, wird die Drallabnahme wesentlich durch Reibung an der Oberfläche hervorgerufen. Beim dezentralen Fall ist aber auch der Betrag der Abnahme größer, was durch einen Wechselwirkungseffekt mit der Asymmetrie der Quetschströmung erklärt wird. Es ist trivial, dass sich durch diese exzentrische Position über den Umfang unterschiedlich große Quetschflächen und folglich Quetschströmungen ergeben. Dabei führen größere Flächen erwartungsgemäß zu größeren induzierten Strömungen. In ähnlicher Weise ergibt sich bei der Expansion über den Umfang ein unterschiedlich großer Sog in den Quetschspalt, was sogar zu einer erneuten Erhöhung des Dralls führen kann. Während es jedoch in Extremfällen bei stark unterschiedlichen Quetschflächen gar zu einem „Überschwappen“ der großen Quetschströmung in Richtung des gegenüberliegenden Brennraumbereichs kommen kann, ist eine direkte Umkehr dieses Phänomens bei der Expansion nicht zu erwarten [Joh85].

Auch in [Her95] wird bei rotationssymmetrischen Quetschflächen durch eine zentrale Muldenlage von einem gleichförmigeren Strömungsfeld als bei exzentrischer Anordnung berichtet und es ist das „Überschwappen“ der größeren Quetschströmung in die gegenüberliegende Muldenhälfte ersichtlich. Zur abschließenden Klärung dieser Phänomene und zur besseren Deutung der eigenen Untersuchungen wurden mit dem 3D-CFD-Code FIRE des Herstellers AVL Strömungssimulationen durchgeführt, die in Abschnitt 5.1.2 vorgestellt werden.

Schließlich ist die Drallströmung in der Mulde auch nicht symmetrisch zum Muldenzentrum, sondern unterliegt Kreiselbewegungen, wobei dieser Effekt betragsmäßig wiederum vom Kurbelwinkel abhängt. Er ist aber im Bereich des OT am geringsten. Auch bei mittig angeordneten Brennraummulden ist die Drallströmung niemals vollständig frei von Kreiselbewegungen, da das oder die Einlassventile in der Regel auch hier außermittig positioniert sind, nur fällt der Betrag geringer aus [Shi85].

Abschließend muss auch festgestellt werden, dass es abhängig vom Muldendurchmesser häufig nicht möglich ist, die Mulde sehr weit außermittig zu platzieren, da dann der verbleibende Muldenrand zu dünn wäre, um der thermischen Beanspruchung Stand zu halten.

Insgesamt wurden auf Basis all dieser Erkenntnisse drei Kolbenformen, bestehend aus drei Muldenpositionen und zwei Muldengeometrien, erstellt und untersucht. Diese sind in Abbildung 4-1 gezeigt und sollen nun näher vorgestellt werden. Da das Volumen beider Muldengeometrien praktisch identisch ist und auch der OT-Abstand in Abhängigkeit des jeweiligen Kolbens nicht verändert wurde, ergibt sich für jeden Kolben dasselbe Kompressionsverhältnis.

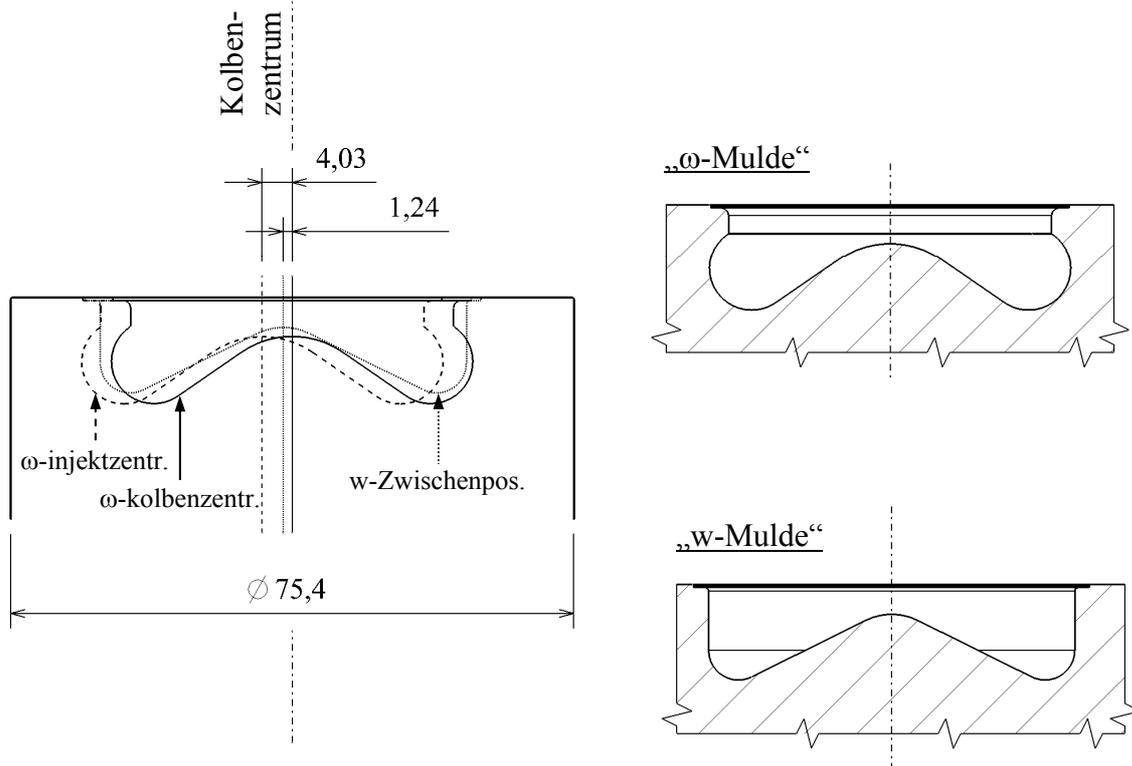


Abbildung 4-1: Muldenpositionen und -geometrien der eingesetzten Kolben

### **Kolbenform 1 („injektorzentrische $\omega$ -Mulde“)**

Basierend auf den weiter oben genannten Aussagen wurde für die erste zu untersuchende Kolbenform eine konventionelle  $\omega$ -Mulde herangezogen. Sie verfügt über die klassischen Eigenschaften wie einen relativ scharfkantigen und eng eingezogenen Muldenkragen. An diesen schließen sich stark geneigte, bzw. kreisrunde Muldenwände an. Das Ziel ist es, durch diese Maßnahme eine gute Luftausnutzung, Gemischbildung und Verbrennung durch die Ausbildung eines Wirbels in der Mulde entlang den gekrümmten Wänden zu erreichen. Damit soll ein weites Leistungspotenzial erschlossen und eine hohe Sensitivität gegenüber der Einspritzkonfiguration erlangt werden.

Im Hinblick auf die Position der Mulde wird diese direkt unter dem Injektor platziert und befindet sich damit um 4,03 mm außerhalb der Kolbenmitte. Bezogen auf den Bohrungsradius entspricht dies einem Versatz von ca. 11 %. Der große Vorteil dieser Maßnahme liegt in den gleichen freien Längen der einzelnen Einspritzstrahlen. In dieser Hinsicht werden damit Bedingungen geschaffen, die abgesehen von der Injektorverkipfung denen in einem 4V-Motor ähneln. Erkauft wird dieser Vorteil allerdings über unterschiedlich große Quetschflächen und damit induzierten Quetschströmungen. Ob und durch welche Maßnahme dieser Störeinfluss gegebenenfalls kompensiert werden muss, wird anhand der in Abschnitt 4.2 vorgestellten Einspritzdüsen geklärt werden. Die dabei gewonnenen Erkenntnisse sind ein Bestandteil von Abschnitt 5.1.

### **Kolbenform 2 („kolbenzentrische $\omega$ -Mulde“)**

Wie bereits ausgeführt, gibt es in der Praxis häufig Randbedingungen, die es nicht erlauben, die Brennraummulde direkt unter dem Injektor zu platzieren. Dann werden üblicherweise Zwischenpositionen oder gar eine zentrale Position in der Mitte des Kolbens erforderlich. Es ist absehbar bzw. wird in Abschnitt 5.2 thematisiert werden, dass hierbei mit düsenseitigen Standardauslegungen bei der Gemischaufbereitung und Verbrennung Nachteile in Kauf genommen werden müssen. Für diesen häufig unvermeidbaren Positionierungsfall sind Kompensationsmaßnahmen mittels verschiedener geschickter und innovativer Düsenauslegungsstrategien denkbar. Zur näheren Untersuchung der dabei auftretenden Effekte wurde nun die andere Extremposition der Mulde gewählt, nämlich die Verlagerung in das direkte Zentrum des Kolbens. Problematisch ist dabei der große Versatz zwischen Injektor und Muldenmitte von 4,03 mm. Von Vorteil ist aber, dass sich im Gegensatz zu Kolbenform 1 symmetrische Quetschflächen ergeben. Mit 4V-Motoren vergleichbare Bedingungen sind nun in diesem Aspekt gegeben. Außerdem ist der Kolben im Gesamten auf diese Weise thermisch am stabilsten und mechanische Kolbensekundärbewegungen, die unerwünscht sind, fallen am geringsten aus. Um eine direkte Vergleichbarkeit zu erlangen, entspricht die Muldengeometrie derjenigen der Kolbenform 1.

### **Kolbenform 3 („w-Mulde in Zwischenposition“)**

Moderne, derzeit in Serie befindliche 2V-Motoren werden überwiegend mit Mulden in Zwischenpositionen betrieben. Das bedeutet, dass die Mulde weder im Zentrum des Kolbens, noch direkt unter dem Injektor positioniert wird. Das Muldenzentrum kann typischerweise in der Mitte des Injektorversatzes positioniert werden, es kann der Muldenversatz aber auch Exzentrizitäten in der Größenordnung von bis zu 15 % der Bohrung annehmen [Joh85]. Allerdings zeigt die aktuellere Tendenz mehr in Richtung des Kolbenzentrums und weniger in Richtung des Injektors. Dieser Trend wurde von Khair bereits in [Kha92] und [Kha93] erkannt. Nachdem mit den Kolbenformen 1 und 2 bereits Muldenpositionen untersucht wurden, bei denen einerseits kein und andererseits ein Extremversatz von 4,03 mm zwischen Muldenmitte und Injektor auftraten, wurde für diese weitere Kolbenform nun eine Position gewählt, bei der die Mulde um 1,24 mm vom Kolbenzentrum entfernt ist.

Bei den möglichen Muldengeometrien waren in der Vergangenheit für Dieselmulden aus den weiter oben aufgeführten Gründen eher konventionelle  $\omega$ -Formen üblich, wie sie auch an den Kolbenformen 1 und 2 Anwendung fanden. Gemeint sind also relativ enge Mulden mit schrägen Wänden, einem eher scharfkantigen Kragen und einer ausgeprägten Erhöhung im Zentrum (Spitze). Auch hier gibt es in neuerer Zeit bei manchen Motorkonzepten den Trend zu offeneren Formen, also mit geraden oder gar öffnenden Seitenwänden und ohne Muldenkragen. Diese Exemplare ähneln eher Topfmulden, verfügen jedoch nach wie vor über eine Spitze im Zentrum. Die Hauptargumente für den Übergang auf solche Geometrien sind:

- Geringere Sensitivität gegenüber Veränderungen des Kuppenvorstands. Bei  $\omega$ -Mulden werden die Auftreffpunkte der Einspritzstrahlen in die Höhe des scharfkantigen Muldenkragens gelegt. Wegen dieser Kante reagieren die innermotorischen Prozesse hochgradig sensitiv auf Veränderungen des Kuppenvorstandes. Ist nun aber kein Kragen vorhanden, sondern eine gerade oder leicht geneigte Wand das Auftreffziel, so erhält man zusätzliche Freiheitsgrade bei den Fertigungstoleranzen des Zylinderkopfs und des Einbaus der Injektoren. Eine Kostenverringerung ist die Folge.
- Im Zusammenhang mit dem Kostenaspekt muss auch angeführt werden, dass derartige Muldengeometrien wegen des fehlenden Hinterschnitts günstiger zu fertigen sind.
- Mögliche Nachteile bei der Gemischaufbereitung können über immer höhere zur Verfügung stehende Einspritzdrücke kompensiert werden.
- Muldenformen ohne ausgeprägten Muldenkragen ermöglichen eine größere freie Länge der Einspritzstrahlen. Hierdurch reduzieren sich gegebenenfalls der Auftrag von flüssigem Kraftstoff auf dem Muldenkragen bzw. auf die sich daran anschließende Muldenwand und damit der Wandfilm. Dies gilt insbesondere, wenn die Mulde breit und flach ausfällt. Damit verringert sich die Bildung von lokal fetten Zonen in diesem Bereich und die Voraussetzung für die Bildung eines homogeneren Gemisches ist gegeben. Als Folge können sich die Rußemissionen verringern, die AGR-Verträglichkeit kann steigen und es können ebenfalls die Stickoxidemissionen verringert werden. Es wird also unter Umständen der Ruß/NO<sub>x</sub>-Trade-Off verbessert [Rud07].

Als Mulde für diese dritte Kolbenform wurde daher eine eher flache, aber weite Ausführung mit geraden Wänden gewählt. Insgesamt sollte ein modernes Kolbenkonzept für den vorliegenden Anwendungsfall in Kombination mit einer Einspritzdüsenauslegung (siehe weiter unten) untersucht werden, in die die Erkenntnisse aus den Untersuchungen an Kolbenform 1 und 2 eingingen.

## 4.2 Einspritzdüsen und Auslegungsstrategien

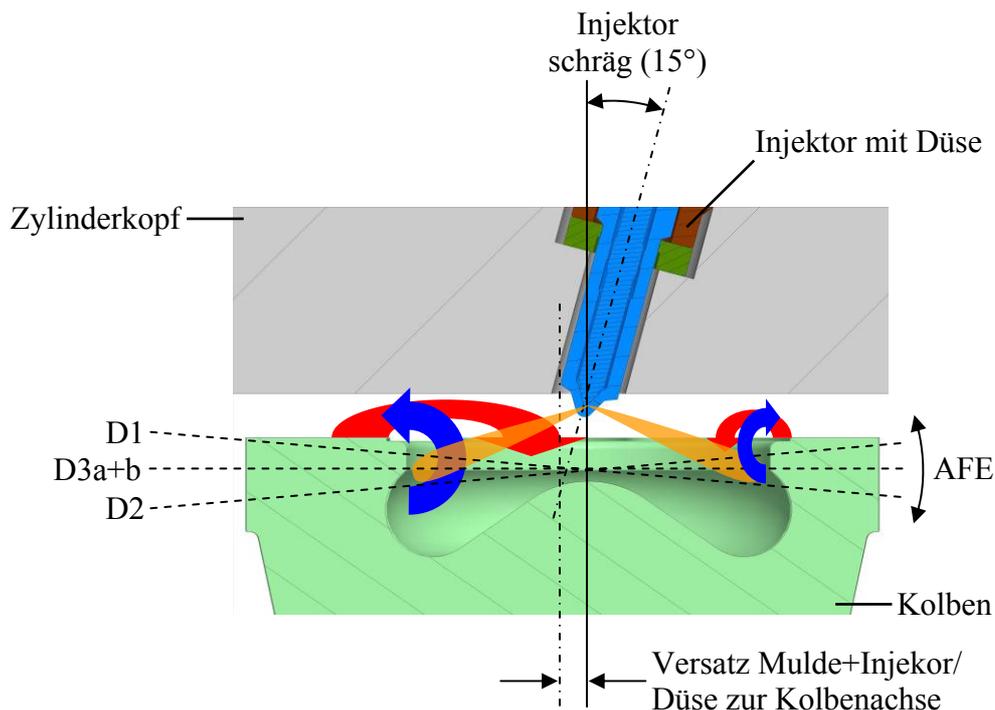
Für eine gute dieselmotorische Verbrennung mit geringen Schadstoffemissionen ohne den Verzicht auf attraktive Literleistungen ist eine möglichst gleichmäßige Verteilung des eingespritzten Kraftstoffs im Brennraum von elementarer Bedeutung. Die hierfür verantwortlichen Mechanismen wurden bereits ausführlich erläutert. Dieser Anspruch gilt universell und ist grundsätzlich unabhängig von den untersuchten Muldenpositionen und -geometrien. Um diesen Anspruch aber möglichst optimal zu erfüllen, ist das Zusammenspiel zwischen Einspritzdüse und Mulde von elementarer Bedeutung, wobei durchaus verschiedene Wege denkbar

sind. Daher sollen nachfolgend die für jede Muldenposition- und geometrie angewendeten Auslegungsstrategien mit den resultierenden Düsen erläutert werden. Alle Einspritzdüsen wurden für die Untersuchungen mit einem Bosch CRI 2.2 Magnetventilinjektor betrieben. Ebenso verfügen alle Düsen gemäß den Aussagen in Abschnitt 2.3.2 als besten Kompromiss für das zu Grunde liegende Motorkonzept über 6 Spritzlöcher und einen hydraulischen Durchfluss von  $530 \text{ cm}^3/60 \text{ s}@100 \text{ bar}$ . Da gerade bei diesem Motorkonzept durch die Injektorschrägstellung eine besonders starke Nadeldesachsierung mit ihren negativen Auswirkungen zu erwarten ist (vgl. Abschnitt 2.2.2), ist bei allen Düsen mit einer Ausnahme die Nadeldesachsierung durch eine zweite Nadelführung und durch hinsichtlich der Toleranzen besser zueinander ausgewählter Teile gezielt minimiert.

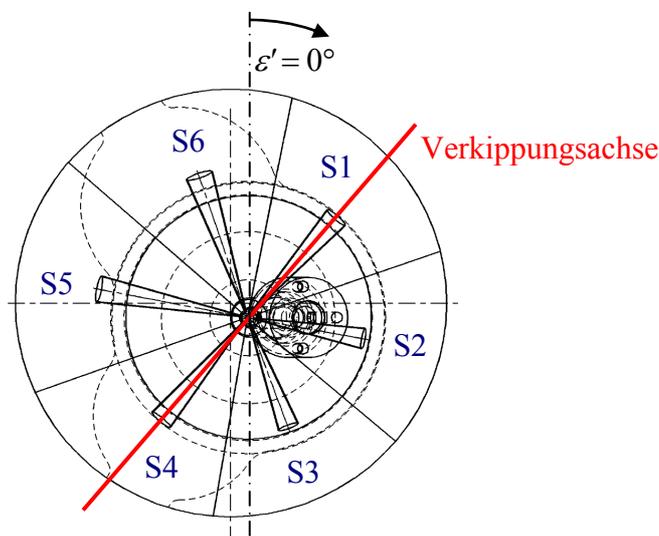
### 4.2.1 Düsen für die injektorzentrisch positionierte $\omega$ -Mulde

Wie im vorhergehenden Teilkapitel andiskutiert wurde, wird bei dieser Muldenposition der Vorteil genutzt, dass kein Versatz zwischen Muldenzentrum und Injektor vorhanden ist. Die freien Längen sind also wie bei einem 4V-Motor für alle Strahlen gleich und betragen 20,9 mm. Allerdings besteht nun ein Versatz vom Muldenzentrum zur Kolbenachse von etwa 4 mm, was sich geometrisch auf die Quetschflächen überträgt, die nun unterschiedlich groß sind und folglich unterschiedlich große Quetschströmungen induzieren. Ob eine Kompensation dieses Einflusses über eine Anpassung der Auftreffebene (AFE) der Strahlen möglich bzw. nötig ist und in welche Richtung diese erfolgen muss, soll durch diese Teiluntersuchung geklärt werden. Die Verkippungsrichtungen der aus den spritzlochselektiven Höhenwinkeln resultierenden Auftreffebenen der einzelnen Düsen zeigt Abbildung 4-2.

Im Weiteren wird die Verkippung von D1 auch als „positive“, die von D2 als „negative“ und die von D3a und D3b als „waagerechte“ AFE bezeichnet. Die Verkippungsachse liegt, wie in Abbildung 4-3 zu sehen ist, orthogonal zur Hauptverschiebungsrichtung der Mulde. Sie verläuft direkt durch die Achse der Strahlen S1 und S4, die bei allen Düsen D1, D2, D3a und D3b damit unverändert bleiben. Zudem sind die Einspritzdüse mit ihren Strahlen S1 bis S6 in ihrer Positionierung zur Kolbenmulde und der muldenbezogene und in die Kolbenebene projizierte Seitenwinkel  $\varepsilon'$  ersichtlich. Dieser ist bei Kongruenz zwischen Mulde und Düse identisch mit dem düsenbezogenen und in die Kolbenebene projizierten Seitenwinkel  $\varepsilon$ . Der Vollständigkeit halber sei erwähnt, dass auch der düsenbezogene Seitenwinkel  $\varphi$  definiert ist, welcher sich nicht bei Projektion in die Kolbenebene, sondern in eine zur Düsenachse orthogonale Ebene, ergibt. Er wäre bei senkrechtem Injektoreinbau mit  $\varepsilon$  identisch, was bei dem vorliegenden Zylinderkopf jedoch nicht gegeben ist. Wurde  $\varphi$  bislang „universell“ verwendet, soll nun eine strikte Trennung zwischen diesen drei Definitionen von Seitenwinkeln eingehalten werden.



**Abbildung 4-2:** Auftreffebenen der Düsen (Verkipfung nicht maßstabsgetreu) für die injektorzentrische Mulde vor dem Hintergrund der Störeinflüsse an Zylinderkopf, Injektor und Kolben; Quetschströmung für Kompression rot, Expansion blau

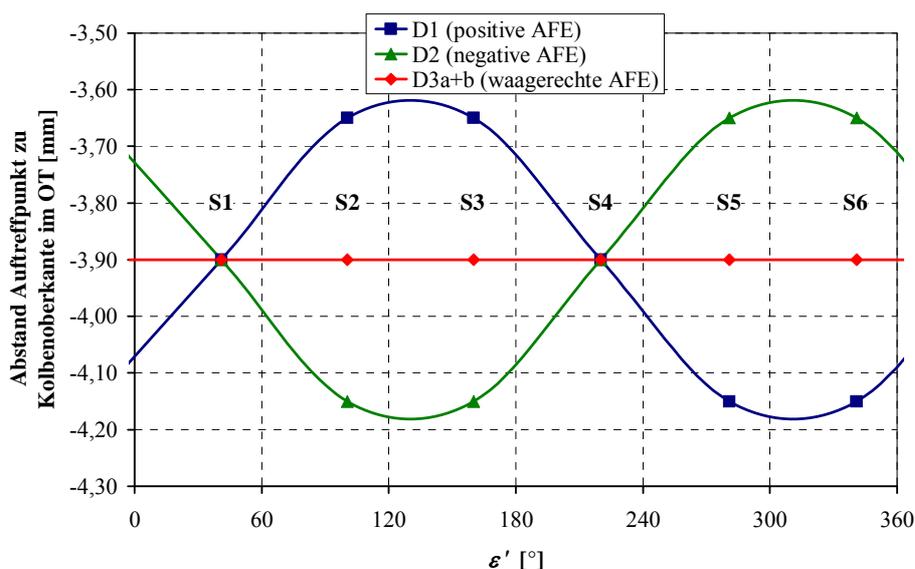


**Abbildung 4-3:** Skizze der Strahlrichtungsauslegung aller Düsen für die injektorzentrische Mulde mit Verkipfungsachse der AFE und Zuordnung der Einzelstrahlen

Abbildung 4-4 enthält eine Berechnung des Abstandes zwischen den Auftreffpunkten an der Muldenwand und der Kolbenoberkante. Muldenwand meint in diesem Zusammenhang der Einfachheit halber nicht die reale Geometrie, sondern einen virtuellen Zylinder, der den

Durchmesser des Muldenkragens aufweist und zu diesem konzentrisch ist. Die Spreizung zwischen D1 und D2 beträgt demnach etwa 0,5 mm. Dies wird auch als *Hub* bezeichnet.

Ansonsten handelt es sich bei allen Düsen um sog. *ks 1.5-Düsen*. Das bedeutet, dass sie u. a. zur Minimierung des Höhenwinkleinflusses durch relativ starke HE-Verrundung ( $> 20\%$ ) strömungsoptimiert sind („s“) und über konische Spritzlöcher („k“) verfügen. Der k-Faktor beträgt 1,5, was besagt, dass der Spritzlocheinlauf um  $15\ \mu\text{m}$  größer ist als der Spritzlochauslauf. Der Auslaufdurchmesser beträgt für alle Spritzlöcher  $0,116\ \text{mm}$ . Die düsenbezogenen Seitenwinkel  $\varphi$  zwischen den Einspritzstrahlen sind so gewählt, dass sich gleichmäßige muldenbezogene Seitenwinkel  $\varepsilon'$  einstellen. Da die Mulde rotationssymmetrisch ist und kein Versatz zwischen Mulde und Düse vorhanden ist, werden damit in der Sicht auf den Kolben gleiche Flächen eingeschlossen ( $244,8\ \text{mm}^2$ ) und es wird von jedem Strahl das gleiche Volumen erfasst ( $3934,1\ \text{mm}^3$ ). Außerdem sind die Bogenlängen am Muldenrand zwischen den Strahlen gleich groß ( $22,64\ \text{mm}$ ). Die Sacklöcher sind vom Typ Mikro (Abschnitt 2.3.1). Während die Nadeldesachsigung bei D1, D2 und D3a minimiert ist, stellt D3b ein zu D3a ansonsten identisches Referenzmuster dar, das über diese Maßnahme nicht verfügt.



**Abbildung 4-4:** Höhenlage der Auftreffpunkte der untersuchten Einspritzdüsen für die injektorzentrische Mulde in Abhängigkeit des muldenbezogenen Seitenwinkels

#### 4.2.2 Düsen für die kolbenzentrisch positionierte $\omega$ -Mulde

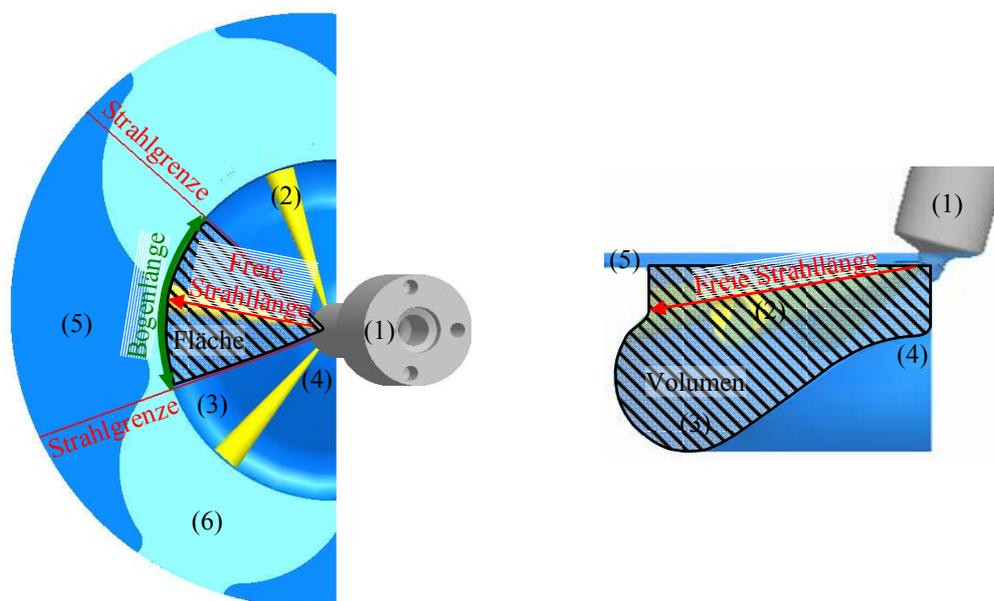
Bei dem nun vorliegenden Fall der kolbenzentrischen Mulde mit ihrem relativ großen Versatz zwischen Muldenmitte und Einspritzdüse von ca. 4 mm stellt sich die Frage, wie die einzel-

nen Einspritzstrahlen den Kraftstoff optimal auf die Mulde verteilen sollen. Dass der Einfluss eines derartigen Versatzes keineswegs vernachlässigbar ist, wird in [Liu02] bestätigt. Im Folgenden sollen drei zu diesem Zweck denkbare Auslegungsstrategien vorgestellt werden. Die letzte Strategie wird sich in drei weitere Untervarianten aufteilen. Das Ziel ist es, die optimale Auslegungsstrategie zu identifizieren und im Falle der Untervarianten herauszufinden, inwiefern es nötig oder überhaupt vorteilhaft ist, zusätzlich auftretende Unwegsamkeiten im Hinblick auf eine Kompensation in die Auslegung mit einzubeziehen.

Mögliche Randbedingungen, von denen eine oder mehrere bei der Düsenauslegung Berücksichtigung finden können, sind im Einzelnen:

- Fläche, die jedem Einspritzstrahl bei Blick von oben auf die Brennraummulde zur Verfügung steht. Sie wird dann zu einer relevanten Größe, wenn davon ausgegangen wird, dass die Gemischbildung entlang des gesamten Einspritzstrahls in der von den Strahlen eingenommenen Kegelmantelfläche mit Wirkung der Drall- aber ohne nennenswerte Tumble-Bewegung stattfindet. Unter diesen Voraussetzungen wird der zur Verfügung stehende Raum optimal ausgenutzt. Bei allen für die kolbenzentrische Mulde betrachteten Einspritzdüsen treffen die Strahlen im Bereich des Muldenkragens auf, woraus eine praktisch waagerechte Strahlauftreffebene resultiert. Die Fläche eines Strahls („Untersuchungsstrahl“) errechnet sich wie folgt: Er hat einen Vorgänger- und einen Nachfolgerstrahl. Entlang des Muldenkragens schließen diese jeweils einen Bogen hin zum Untersuchungsstrahl ein. Sowohl der Bogen in Richtung des Vorgängers als auch der in Richtung des Nachfolgers wird gedanklich halbiert. Vom Mittelpunkt des Vorgänger- und des Nachfolgerbogens wird jeweils eine Strecke hin zur Einspritzdüse begrenzt. Diese beiden Strecken und der eingeschlossene Bogen des Muldenkragens schließen nun die Fläche ein. Diese Beschreibung wird bei Betrachtung von Abbildung 4-5 und der Abbildungen der Strahlrichtungsauslegungen eingängiger.
- Volumen, das bei dreidimensionaler Betrachtung der Gegebenheiten in der Brennraummulde jedem Einspritzstrahl zur Verfügung steht. Dies ist bei gleichmäßiger Ausbreitung des Kraftstoffs das plausibelste Kriterium, um die Luft im Brennraum möglichst homogen zu nutzen. Für die Bestimmung der Einzelvolumina bildet die Grenze zwischen den einzelnen Strahlen wiederum die Strecke von Bogenmittelpunkt zur Düse, die man sich nun senkrecht zur Kolbenoberfläche als Grenzebene erweitert vorstellen muss.
- Bogenlänge entlang des Muldenkragens bzw. Muldenrandes. Diese errechnet sich aus der Bogenhälfte in Richtung Vorgänger- und Nachfolgerstrahl. Geht man davon aus, dass die für die Gemischbildung relevantesten Bereiche entlang des Dieselstrahls am Strahlaufruch liegen, der sich in der Nähe der Muldenwand befindet, wird dies zum wichtigsten Kriterium.

- Freie Strahllänge. Ist diese zu klein, besteht beispielsweise die Gefahr, dass zu viel Flüssigphase des Kraftstoffs auf die Muldenwand aufgetragen wird. Ist diese zu groß, findet evtl. keine ausreichende Interaktion zwischen Kraftstoff und Wand statt.



**Abbildung 4-5:** Düsenauslegungskriterien bei Blick von oben (links) und im Schnitt (rechts) durch den Kolben/Brennraum; (1) Einspritzdüse, (2) Einspritzstrahlen, (3) Mulde, (4) Muldenspitze, (5) Quetschspalt, (6) Ventiltaschen

### Flächen- und Volumenauslegung

Die einfachste und auf den ersten Blick für die lokalen Luftverhältnisse logischste Möglichkeit, den Kraftstoff in der Mulde zu verteilen, ist eine Auslegung auf gleiches jedem Strahl zur Verfügung stehendes Volumen. Es findet zwar eine Umlenkung des Kraftstoffs an der Muldenwand statt, jedoch verfügen Dieselmotoren über keine ausgeprägte Tumble-Bewegung, was eine vollständige dreidimensionale Raumnutzung, wie sie der Volumenauslegung gedanklich zu Grunde liegt, in Frage stellt. Geht man stattdessen davon aus, dass die Gemischaufbereitung entlang des gesamten Strahls verläuft, erscheint es sinnvoll, die Einspritzstrahlen so anzuordnen, dass bei senkrechtem Blick von oben auf die Brennraummulde jedem Strahl eine gleich große Fläche zur Verfügung steht. Auf Basis dieser Überlegungen wurden zwei Düsen D4 (gleiche Flächen) und D5 (gleiche Volumina) ausgelegt und gefertigt.

Bei beiden Exemplaren handelt es sich, wie bei den vorhergehenden Mustern, um ks 1.5-Düsen mit sechs Spritzlöchern gleicher Lochgeometrie. Alle haben einen Durchmesser von 0,116 mm am Austritt und damit trotz unterschiedlicher Höhenwinkel wegen der starken hydroerosiven Verrundung in Kombination mit der Konizität, annähernd gleiche Lochdurchflüsse, Strahlimpulse und Strahlaufbruchlängen, wie absichernde Strahlkraftmessungen zeig-

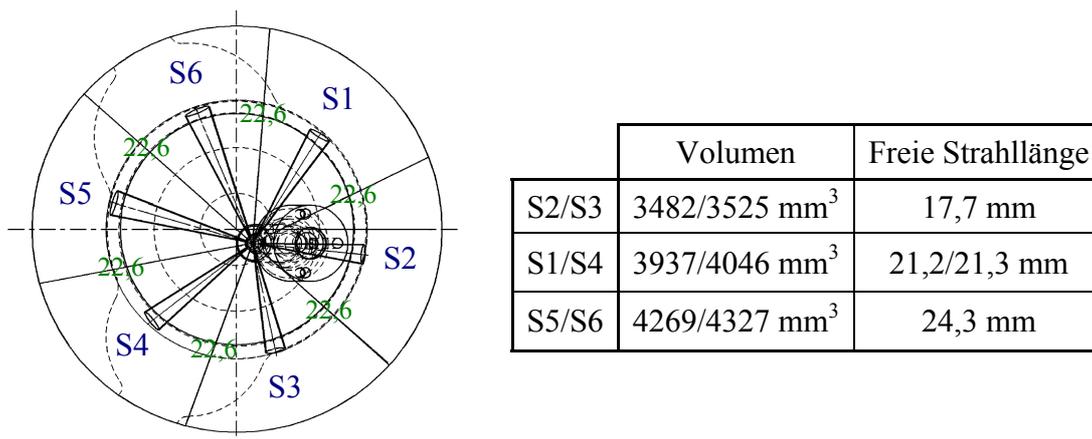
ten. Die Einstellung der gewünschten Strahlrichtungen erfolgte, wie bei allen in dieser Arbeit verwendeten Düsenmustern, in erster Linie über die Wahl der Seitenwinkel der Spritzlöcher.

Als problematisch ist bei der Flächenauslegung anzusehen, dass bei dreidimensionaler Betrachtung der Gegebenheiten jedem Einspritzstrahl eben gerade ein stark verschieden großes Volumen zur Verfügung steht. Lokal stark unterschiedliche Luftverhältnisse können die unerwünschte Folge sein. Weiterhin sind voraussichtlich auch die Bögen am Muldenkragen zwischen den Einspritzstrahlen von großer Bedeutung, da entlang dieser Bögen im Wesentlichen die Verwehung des Kraftstoffs erfolgt. Auch diese sind bei der Flächenauslegung unterschiedlich lang und es kommt teilweise zu einer unerwünschten Nähe zwischen zwei benachbarten Strahlen. Dies gilt auch für die Volumenauslegung. Schließlich bleiben unterschiedliche freie Längen der einzelnen Einspritzstrahlen, die bei dieser Positionierung zwischen Mulde und Düse allerdings mit keiner Auslegungsstrategie bereits im Vorfeld sinnvoll vermeidbar sein werden.

Die Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung dieser beiden Düsenauslegungen wurden, wie auch die der anderen Düsen für diese Kolbenform mit Hilfe der kombinierten Mie-/LIF-Technik, des Rußeigenleuchtens und der laserinduzierten Inkandescenz untersucht. Dabei kamen merkliche Defizite dieser beiden Auslegungsstrategien zu Tage, die zeigten, dass andere Kriterien in Betracht gezogen werden müssen. Daher sollen die Strahlauslegungen dieser beiden Düsen hier nicht explizit und die Messergebnisse nur zusammengefasst zu Beginn von Abschnitt 5.2 vorgestellt werden, so dass die richtigen Schlüsse für die weiteren Untersuchungen, mit dem Ziel einer optimalen Auslegung für einen Versatz zwischen Mulde und Injektor, gezogen werden können.

### **Auslegung auf gleiche Bogenlängen am Muldenrand**

Wie bei den Voruntersuchungen anhand der Düsen D4 und D5 (Auslegung auf gleiche Flächen bzw. Volumina) im Abschnitt 5.2 zu sehen sein wird, sind offensichtlich weder die Fläche noch das Volumen die relevanten Kriterien für eine Düsenauslegung bei einem Versatz zwischen Brennraummulde und Einspritzdüse. Vielmehr ist der Bereich des Strahlaufbruchs, an dem überwiegend die Gemischbildung stattfindet, von Bedeutung. Dieser liegt in der Nähe des Muldenrandes, an dem die Gemischbildung durch die Interaktion mit der Muldenwand verstärkt wird und auch die größten Luftgeschwindigkeiten in Drallrichtung vorliegen. Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse darf davon ausgegangen werden, dass gerade hier der zur Verfügung stehende Raum optimal genutzt werden muss. Daher soll verstärkt eine Auslegung untersucht und diskutiert werden, bei der gleiche Bogenlängen am Muldenrand zwischen allen Einspritzstrahlen im Vordergrund stehen. Abbildung 4-6 zeigt diese den Düsen D6 bis D8 zu Grunde liegende Strahlauslegung. Die gleiche Bogenlänge am Muldenrand für jeden Strahl bzw. zwischen allen Strahlen beträgt 22,6 mm. Gleichzeitig sind das Volumen und die freie Länge für jeden Strahl aufgeführt:



**Abbildung 4-6:** Skizze der Strahlauslegung für die Düsen D6 bis D8 mit Zuordnung der Einzelstrahlen

Das Strahlpaar S1/S4 bildet hinsichtlich der den Einspritzstrahlen zur Verfügung stehenden Volumina und der freien Strahllängen das Mittelmaß. Den Strahlen S2/S3 stehen unterdurchschnittlich große Volumina und freie Strahllängen zur Verfügung, während diese bei den Strahlen S5/S6 weit über dem Mittelmaß liegen. Es gilt jedoch zu bedenken, dass die gezeigte Berechnung der Volumina auf dem Bezugssystem „Düse“ basiert. Für das Bezugssystem „Mulde“ würden sich automatisch mit den gleichen Bogenlängen am Rand auch gleiche Volumina für jeden Strahl ergeben. Die in der Realität zutreffendere Betrachtungsweise werden die folgenden Untersuchungen ermitteln, was letzten Endes von der Frage bestimmt wird, ob der zunächst vom Strahl zu überwindende Weg bis in das muldenbezogene Volumenelement von großer Bedeutung ist oder nicht. Die Untersuchungen auf Basis der Düsen D6, D7 und D8 sollen grundsätzlich das Potenzial der Auslegung auf gleiche Bogenlängen aufzeigen und zudem Informationen über die Notwendigkeit und Wirksamkeit von Kompensationsmaßnahmen für die Störeinflüsse Volumen und freie Strahllänge liefern.

Bei Düse D6 finden keinerlei Kompensationsmaßnahmen Anwendung. Bei ihr handelt es sich wieder um eine ks 1.5-Düse mit sechs Spritzlöchern identischer Lochgeometrie wie bei den Düsen D1 bis D5. Mit Düse D7, die wiederum eine ks 1.5-Düse ist, wird das Ziel verfolgt, die unterschiedlichen zur Verfügung stehenden Volumina, nicht jedoch die freien Strahllängen zu kompensieren. Zu diesem Zweck werden die Geometrie der Löcher des Strahlpaares S1/S4 der Düse D6 beibehalten. Jedoch erhalten die Strahlen S2/S3 um 0,006 mm geringere und die Strahlen S5/S6 um 0,005 mm größere Durchmesser am Lochaustritt. Dadurch sollten die Lochdurchflüsse und Strahlimpulse von S2/S3 geringer, die von S5/S6 größer werden. Die Strahlaufbruchlängen sollten annähernd gleich bleiben, allenfalls bei den größeren Löchern wegen dem ungünstigeren L/D-Verhältnis geringfügig ab und bei den kleineren Löchern zunehmen. Dies könnte das Problem der freien Längen tendenziell zumindest theoretisch eher noch verschärfen, wobei erwartet werden darf, dass dieser Effekt allenfalls in geringem Umfang eintritt. Schließlich sollen mit der Düse D8 die freien Strahllängen über eine Anpassung der Strahlaufbruchlängen, ohne Unterschiede der in jedes Volumenelement eingebrachten Kraftstoffmassen, kompensiert werden. Damit sollte auch der Strahl-

impuls eines jeden Spritzloches annähernd konstant gehalten werden. Die hierzu wirksamste Vorgehensweise ist eine lochselektive Wahl der Konizitäten. Um einen ausreichend großen Effekt zu erreichen, können jedoch keine ks-Düsen mehr verwendet werden, da durch den hohen Grad der HE-Verrundung die lochselektiven k-Faktoren zu sehr angeglichen würden. Stattdessen kommt nun eine Düse mit einem HE-Verrundungsgrad von lediglich 10,5 % zum Einsatz. Wegen den stark unterschiedlichen k-Faktoren müssen nun die Durchflüsse über unterschiedliche Lochdurchmesser gleichgestellt werden. Dort wo ein größerer k-Faktor Verwendung findet, wird also der Durchmesser kleiner und umgekehrt. Tabelle 4-1 gibt die Lochgeometrien dieser Düse neben denen von D6 und D7 wieder:

**Tabelle 4-1:** Lochselektive Daten der Düsen D6 bis D8 (Bogen) für die kolbenzentrisch positionierte  $\omega$ -Mulde

	D6 (keine Komp.)	D7 (Volumina komp.)			D8 (Längen komp.)		
	S1 – S6	S2/S3	S1/S4	S5/S6	S2/S3	S1/S4	S5/S6
HE-Grad	ks	ks			10,5 %		
k-Faktor	1,5	1,5			0,3	1,3	2,3
$D_{Sp,aus}$ [mm]	0,116	0,110	0,116	0,121	0,125	0,120	0,116

Da die komplexen Fertigungsschritte zur Herstellung dieser Düsen Toleranzen unterliegen, wurden die tatsächlich gefertigten Lochgeometrien mit Hilfe geeigneter Messtechniken überwacht. Da außerdem die geometrischen Sollwerte teilweise aus Erfahrungswerten gewählt werden mussten, wurde die Erzielung der gewünschten Sprayeigenschaften bezüglich Durchfluss, Strahlimpuls und -aufbruch eines jeden Spritzlochs mit einer speziellen Strahlkraftmesstechnik verifiziert. Auf diese Weise konnte sichergestellt werden, dass nur Exemplare für die Untersuchungen eingesetzt wurden, die die gewünschten Eigenschaften möglichst gut erfüllen.

### 4.2.3 Düse für die offene w-Mulde in Zwischenposition

Es wurden bereits Gründe für optische Motorversuche an diesem 2V-Motorkonzept mit einer w-Mulde in Zwischenposition genannt. Auf Basis der Erkenntnisse, die weiter unten in Abschnitt 5.2 vorgestellt werden, wurde für diese Kolbengeometrie eine Einspritzdüse nach den Kriterien der Düse D6 ausgelegt. Sie wird nunmehr als D9 bezeichnet und ist wiederum eine ks 1.5-Düse mit einem  $D_{Sp,aus}$  von 0,116 mm. Auch der hydraulische Durchfluss wurde beibehalten. Lediglich die Höhe der waagerechten Auftreffebene an der Muldenwand und die Seitenwinkel wurden an die neue Situation angepasst. Die Bogenlänge zwischen den Strahlen am Muldenrand beträgt wegen der breiteren Mulde nun jeweils 25,7 mm.

## 5 Ergebnisse und Interpretation

### 5.1 Injektorzentrisch positionierte $\omega$ -Mulde

#### 5.1.1 Neigung der Auftreffebene

Es wurde bereits diskutiert, inwiefern eine Beeinflussung der Gemischaufbereitung und Verbrennung durch die ungleichförmige Quetschströmung zu erwarten ist. Dieser Einfluss wurde anhand der Düsen D1, D2 und D3a näher untersucht. Erklärungen zu den Auslegungen dieser Düsen können Abschnitt 4.2.1 und den darin enthaltenen Abbildungen entnommen werden. Es kann vorweggenommen werden, dass die Erkenntnisse bezüglich D3a direkt zwischen denen von D1 und D2 liegen, weshalb nachfolgend nur diese beiden Düsen bezüglich der Auftreffebene (AFE) betrachtet werden sollen. Die hier dargestellten Messungen wurden an einem für den Neuen Europäischen Fahrzyklus relevanten Betriebspunkt der mittleren Teillast durchgeführt. Dessen Daten sind in Tabelle 5-1 dargestellt:

**Tabelle 5-1:** Parameter für die Untersuchung der Auftreffebene

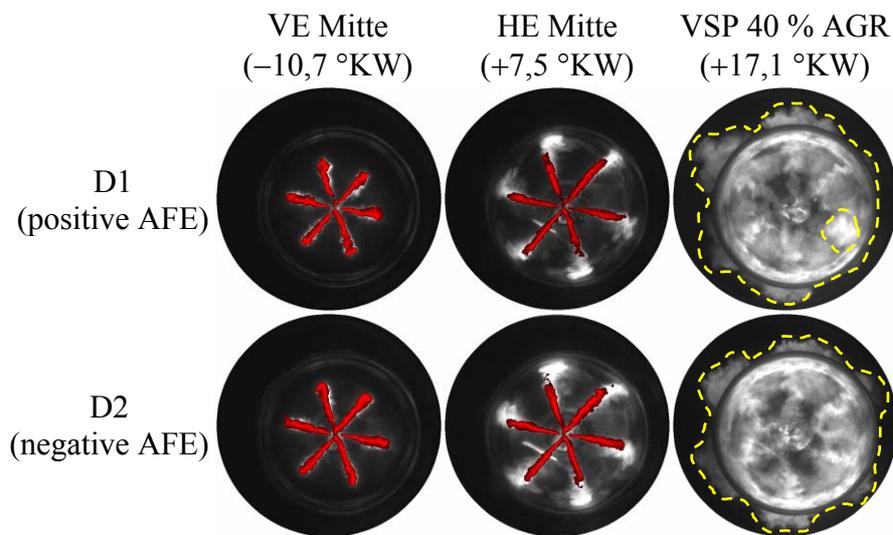
Drehzahl	2000 min <sup>-1</sup>
Indizierter Mitteldruck	6,0 bar
AGR-Rate	40 %/inert
Ladedruck	1350 mbar
Raildruck	700 bar
ABVE/ADVE	-16,0 °KW/250 $\mu$ s (1 mg/ASP)
ABHE/ADHE	-1,0 °KW/540 $\mu$ s (11,5 mg/ASP)

Abbildung 5-1 zeigt Aufnahmen mit beiden Düsen, die unter inerten Bedingungen mit Hilfe der Kombination aus Mie-Streulicht und LIF gewonnen wurden. Es ist auffällig, dass bei den relativ kalten Konditionen während der Voreinspritzung (VE) die Flüssigphase noch fast soweit wie die Dampfphase eindringt. Eine Ablenkung der Dampfphase durch die Drallströmung ist schon leicht erkennbar. Hingegen wäre unter reaktiven Bedingungen bei der Haupteinspritzung (HE) der Brennraum durch die Voreinspritzung konditioniert. Auch im inerten Versuchsbetrieb, wie hier gezeigt, liegen durch die fortgeschrittene Kompression höhere Temperaturen und höhere Drücke als bei der VE vor. Während die Flüssigphase dennoch kaum weiter vordringt, eilt ihr die Dampfphase in Richtung Muldenwand voraus. Die Verwe-

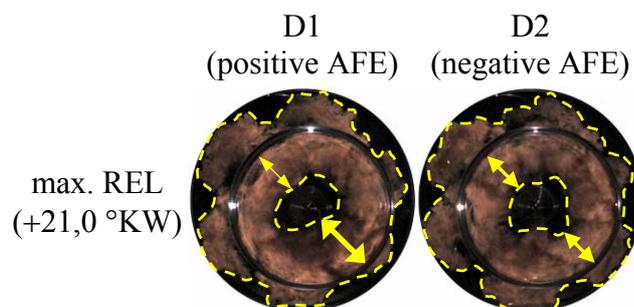
hung der Dampfphase durch den Drall ist hier deutlich intensiver, während nach wie vor keine Beeinflussung der Flüssigphase durch den Drall zu erkennen ist. Insgesamt sind aber sowohl bei  $-10,7$  °KW mit der durch die Kompression hervorgerufenen und in die Mulde gerichteten Quetschströmung als auch bei  $+7,5$  °KW mit dem durch die Expansion bedingten Sog in den Quetschspalt zwischen beiden Düsen keine relevanten Unterschiede ersichtlich. Ein anderes Bild ergibt sich am Verbrennungsschwerpunkt bei  $+17,1$  °KW. Dieser ist aus korrespondierenden, also mit Ausnahme der Zusammensetzung der Ladeluft identischen Versuchen mit Verbrennung bekannt. Die Flüssigphase ist nunmehr komplett verschwunden. Es ist deutlich ersichtlich, dass der zu diesem späteren Zeitpunkt sehr stark ausgebildete Sog in den Quetschspalt seine Wirkung zeigt. Denn auf der linken Seite, auf welcher D1 näher an die Kolbenoberkante zielt, wird die Dampfphase stärker in den Quetschspalt transportiert. Auf der tief angezielten rechten Seite ist so gut wie kein Kraftstoff sichtbar, der in den Quetschspalt hinein transportiert worden wäre. Dafür ist rechts unten ein großer Kraftstofffleck in der Mulde zu sehen. Das umgekehrte Bild ergibt sich bei D2. Auf der tief angezielten linken Seite wird tendenziell etwas weniger Kraftstoff in den Quetschspalt ausgetragen, auf der hoch anvisierten rechten Seite hingegen mehr. Zwar ist der in den Quetschspalt transportierte Kraftstoff ohnehin nicht erwünscht, aber bei der Wahl für die restliche Gemischbildung optimaler Strahlaufreffpunkte unvermeidbar. Denn werden diese zu tief gewählt, wird unter Umständen weniger Kraftstoff in den Quetschspalt transportiert, allerdings wird die Gemischaufbereitung in der Mulde auch eher schlechter, da der Kraftstoff im Bereich des äußeren Muldenrands lediglich abgelegt und nicht vorteilhaft umgelenkt wird. Bei den vorliegenden Untersuchungen ist der Kraftstoff im Quetschspalt daneben ein guter Indikator für die Vorgänge. Insgesamt lässt das Bild der Düse D2 eher eine etwas noch bessere Gleichverteilung des Kraftstoffs, vor allem tangential, vermuten. Radial scheinen die Vorteile eher noch mehr bei D1 zu liegen, wobei bei beiden Düsen die Gleichmäßigkeit der Gemischverteilung sowie die Luftausnutzung als insgesamt sehr gut bezeichnet werden kann. Dieser Eindruck wird auch von den tangentialen Güten  $\eta_{G,tan}$  zum korrespondierenden Verbrennungsschwerpunkt für den Betrieb mit 0 % und 40 % AGR-Rate bestätigt. Sie betragen für die positive AFE (D1) 94,9 und 97,0 %. Die Düse D2 mit ihrer negativen AFE steigert diese Werte nochmals geringfügig auf 97,1 und 98,0 %. Bei den radialen Güten  $\eta_{G,rad}$  ergeben sich für die positive AFE 87,8 und 84,1 %. Die der negativen AFE gehen nun zurück auf 79,4 und 77,9 %. Die gegenläufigen Tendenzen zwischen beiden Düsen bei  $\eta_{G,tan}$  und  $\eta_{G,rad}$  mögen die Ursache für das weitgehend ausgeglichene Emissionsverhalten sein (siehe Abschnitt 5.4.1). Die in Abbildung 5-2 dargestellten zugehörigen REL-Messungen zeigen ein ähnliches Bild bezüglich der Verhältnisse in Mulde und Quetschspalt. Dargestellt ist ein Zeitpunkt im Bereich des maximalen Rußeigenleuchtens ( $+21,0$  °KW). Dieser liegt etwas später als der motorische 50 %-Umsatz, da bei REL-Untersuchungen überwiegend der Diffusivanteil der Verbrennung, nicht aber die vorgemischte Verbrennung, zu sehen ist. Auch hier zeigen sich ähnliche Tendenzen bei den Gütezahlen. Tangential liegen sie für die positive AFE mit 0 % AGR bei 94,4 % und mit 40 % AGR bei 95,0 %. Für die negative AFE ergeben sich 95,6 und 94,2 %. In radialer Rich-

tung errechnen sie sich für die positive AFE zu 83,4 % (keine AGR) und 68,3 % (40 % AGR). Für die negative AFE liefert der Berechnungsalgorithmus 80,8 und 58,3 %. Der Grund für die geringeren radialen Werte bei Betrieb mit AGR ist darin zu suchen, dass sich die sichtbare Verbrennung stärker auf die Randbereiche der Mulde konzentriert und es die Gegebenheiten nicht erlauben, diffusiv entlang der Einspritzstrahlen bis an die Düse zurückzubrennen. Eine zusammenhängende Übersicht der Güten, die aus dem Bildmaterial dieser und der folgenden Untersuchungen errechnet wurden, gibt Abbildung 5-23 im Abschnitt 5.4.1 wieder. Dort sind auch Rohemissionsergebnisse aufgeführt, in deren Kontext die Güten interpretiert werden.

Insgesamt sind also mit beiden bislang für die injektorzentrisch positionierte  $\omega$ -Mulde vorgestellten Düsen bei der Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung sehr gute Ergebnisse erzielbar. Hierbei sind in diesem Betriebspunkt tangential leichte optische Vorteile für die Düse D2 (negative AFE) und radial für die Düse D1 (positive AFE) erkenntlich.



**Abbildung 5-1:** Rekombinierte Mie-/LIF-Aufnahmen (Ladeluft inert) der Düsen D1 und D2 zu drei repräsentativen Zeitpunkten (VSP aus korrespondierenden Verbrennungsuntersuchungen); weiß: Dampfphase, rot: Flüssigphase, gelb/gestrichelt: Konturlinien zum besseren Verständnis



**Abbildung 5-2:** REL-Aufnahmen der Düsen D1 und D2 bei 40 % AGR

### 5.1.2 Strömungssimulation des Muldenversatzes

Die vorhergehenden optischen Ergebnisse haben gezeigt, dass die Kompensation der asymmetrischen Quetschströmung bei einem vorhandenen Muldenversatz über eine angepasste Neigung der AFE möglich ist. Bereits die geringfügige Variation des Hubs um 0,5 mm zwischen den untersuchten Düsen ist ausreichend, um diese Einflüsse zu kompensieren und bei den optischen Aufnahmen symmetrische Gegebenheiten in der Mulde und im Quetschspalt herzustellen. Bei der gewählten Einspritzstrategie zeigt die Düse D2 mit ihrer negativen Auftreffebene die besten optischen Ergebnisse, obgleich die Unterschiede eher gering sind. Die sich bei den Emissionen einstellenden Unterschiede sind ebenfalls gering (vgl. Abschnitt 5.4.1). Insgesamt erscheint eine Kompensation also nicht zwingend erforderlich. Wie aber bereits ausgeführt, werden in der Literatur die Einflüsse einer derart exzentrischen Muldenposition während der Kompression als signifikant beschrieben, und es kann sogar zum „Überschwappen“ der größeren Quetschströmung in die gegenüberliegende Muldenhälfte kommen [Her95], [Joh85]. Daher wurde zum besseren Verständnis und zur besseren Deutung der Untersuchungen eine Strömungssimulation durchgeführt. Das methodische Vorgehen zeigt Abbildung 5-3:

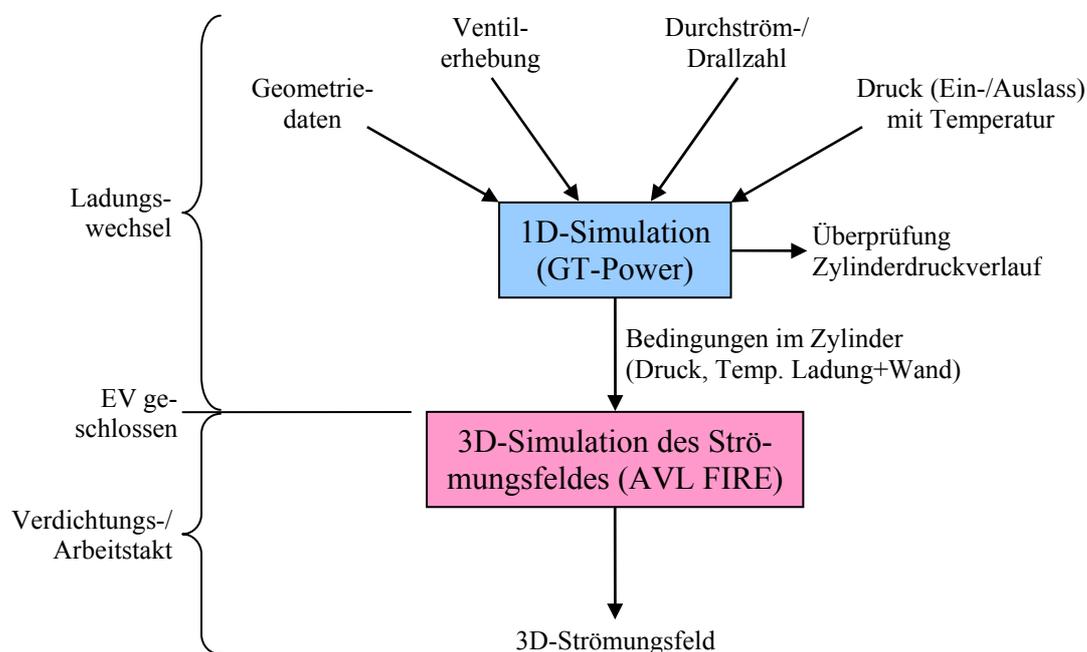
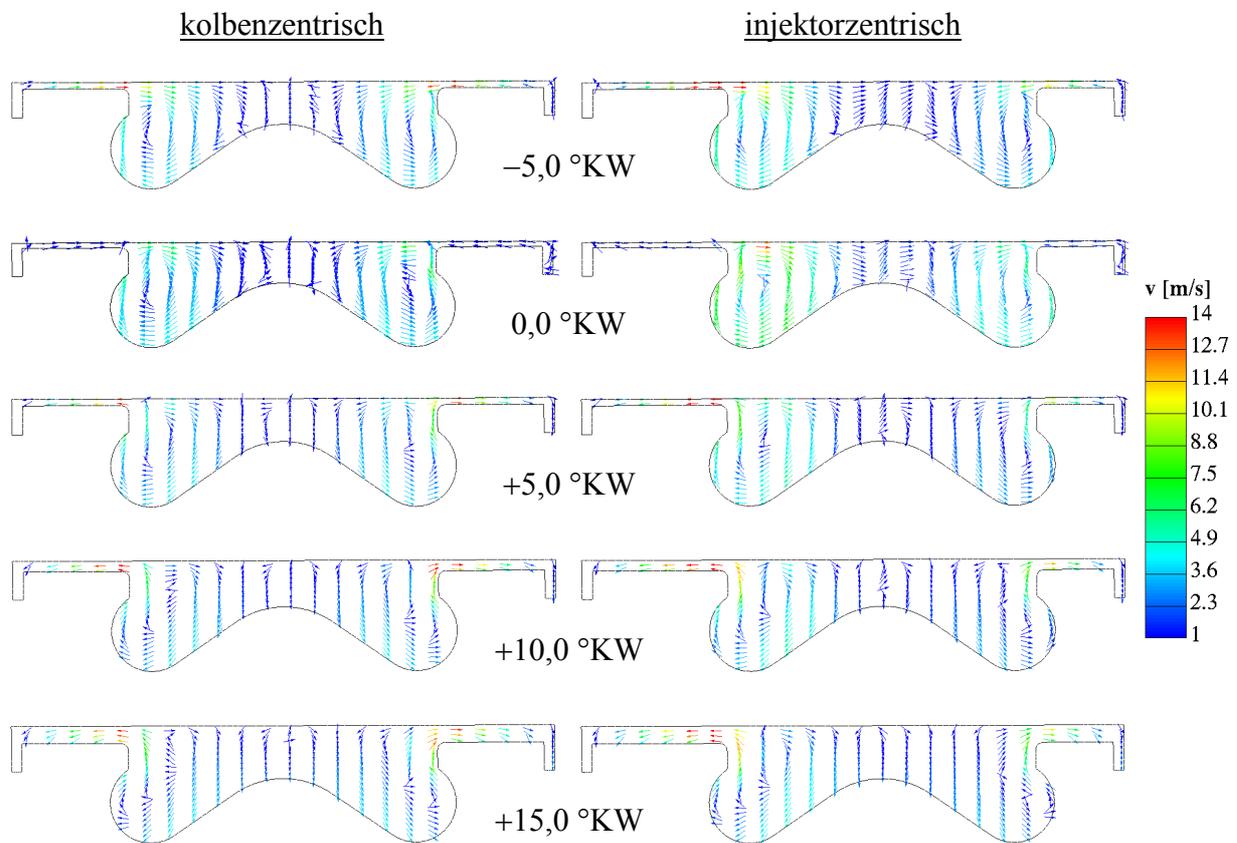


Abbildung 5-3: Verfahrensweise zur Simulation des Strömungsfeldes im Zylinder

Zunächst bilden die motorischen oder von den Motormessungen bekannten Größen den Ausgangspunkt. Dies sind geometrische Daten, die Ventilerhebungskurven, die Durchström-/Drallzahl und die Niederdruckindizierung (Ein-/Auslass) mit den zugehörigen Temperaturen. Um aufwändige 3D-Strömungssimulationen des Ladungswechsels zu vermeiden und zudem

die exakte Geometrie der Ladungswechselkanäle nicht zur Verfügung stand, wurde auf Basis dieser Größen mit dem Programm GT-Power eindimensional der Ladungswechsel simuliert. Als Kontrolle dient der Vergleich zwischen der eindimensional simulierten mit der gemessenen Zylinderdruckkurve. Das Ziel ist es, die Initialisierungsrandbedingungen im Zylinder für die anschließende 3D-CFD-Simulation zu erhalten. Diese wird mit dem 3D-CFD-Code FIRE des Herstellers AVL durchgeführt. Dieser zweite Simulationsschritt startet mit dem Schließen des Einlassventils und erstreckt sich zeitlich über den Verdichtungs- und Arbeitstakt. Das Ergebnis ist ein 3D-Strömungsfeld. Die Simulation erfolgte für die zentrische und die exzentrische Muldenposition im Kolben und sowohl mit als auch ohne Kraftstoffeinspritzung. Eine Drallströmung wurde nicht initialisiert, da diese nicht im Kontext der zu beantwortenden Fragestellung stand. Die Ergebnisse ohne Einspritzung zu fünf Zeitschritten zeigt Abbildung 5-4:



**Abbildung 5-4:** 3D-CFD-Simulation der Strömungsgeschwindigkeiten für die kolbenzentrische (links) und die injektorzentrische Mulde (rechts) in einem Schnitt entlang der Hauptverschiebungsachse der Mulde ohne Einspritzung;  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ , Ladedruck: 1350 mbar, Ladetemperatur:  $43,0 \text{ }^\circ\text{C}$ , k- $\epsilon$ -Turbulenzmodell

Bei der kolbenzentrischen Muldenposition liegt zu allen Zeitpunkten ein symmetrisches Strömungsprofil vor. Erwartungsgemäß wird während der Kompression die Luft mit hoher Geschwindigkeit aus dem Quetschspalt in die Mulde gedrängt und es bilden sich in der rechten und linken Muldenhälfte zwei gegenläufig drehende Wirbel von der Mitte zum Rand aus. Am OT kommt die Strömung im Quetschspalt wegen der fehlenden Kolbenbewegung fast

zum Stillstand, die Wirbel bleiben erhalten und haben trotz der Energietilgung durch Dissipation und abnehmender Kolbengeschwindigkeit wegen dem geringeren Quetschspaltvolumen weiter an Intensität gewonnen. Mit Beginn der Expansion gewinnt die Strömung in den Quetschspalt zunehmend an Bedeutung, die Wirbel verlieren ihre Struktur und die Luft wird aus der Mulde entlang der Muldenwand in den Quetschspalt gesogen.

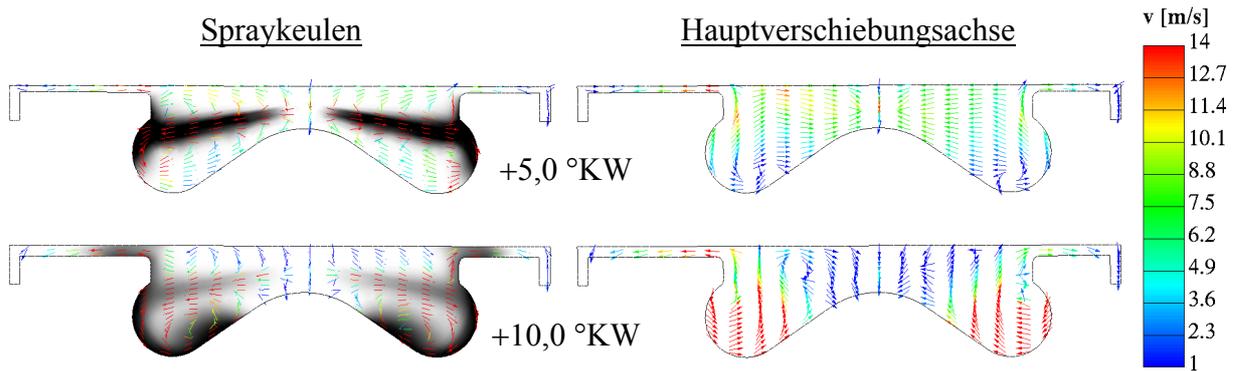
Hingegen ist bei der kolbenzentrischen Muldenlage der Einfluss der Breite des Quetschspalts auf das Geschwindigkeitsfeld sofort ersichtlich. Bei  $-5,0$  °KW ist die Quetschströmung direkt vor dem Eintritt in die Mulde auf der breiteren Seite um fast 50 % schneller. Wiederum bilden sich in beiden Muldenhälften Wirbel aus, wobei der auf der breiteren Seite schneller und größer ist. Außerdem wird der in der Literatur beschriebene Effekt des „Überschwappens“, also der Ausbildung einer Strömung von der linken in die rechte Brennraum-/Muldenhälfte, deutlich bestätigt, wenn auch lediglich mit moderaten Strömungsgeschwindigkeiten von maximal 2 m/s. Diese Situation bleibt auch am OT erhalten, wobei die Wirbel bis zu diesem Zeitschritt noch an Geschwindigkeit gewinnen. Mit der Expansion lösen sich die Wirbel auf, und Luft strömt wieder zurück in die Quetschspalte. Auch in dieser Phase sind die Strömungsgeschwindigkeiten auf der breiteren Seite größer. Dies bestätigt die Erkenntnis, dass bei Betriebsstrategien, bei denen die Gemischaufbereitung im Wesentlichen in der Zeitspanne ab OT stattfindet, negative Auftreffebenen vorteilhaft sein können, da der größere „Aufwind“ auf der breiteren Seite tiefere Auftreffpunkte kompensiert.

Diese Betrachtungsweise berücksichtigt nur die Brennraumströmung ohne Einspritzung. Es stellt sich jedoch die Frage, welchen Einfluss die Einspritzung auf das Strömungsfeld nimmt. Zu diesem Zweck zeigt Abbildung 5-5 die Strömung bei einer Einspritzung. Wie in Abbildung 5-4 ist auf der rechten Seite der Schnitt entlang der Hauptverschiebungssachse der Mulde platziert, womit er sich zwischen den Spraykeulen befindet. Auf der linken Seite ist ein dazu verdrehter Schnitt direkt durch zwei gegenüberliegende Spraykeulen (Dampf) dargestellt, der jedoch möglichst wenig von der Hauptverschiebungssachse abweicht.

Der Einfluss der Einspritzung auf die Strömung ist im Quetschspalt kaum ersichtlich. Im Bereich der Mulde hingegen führt der hohe Impuls des Kraftstoffs, der ja symmetrisch eingespritzt wird, in und um die Spraykeulen zu einer komplett symmetrischen Neuordnung des Strömungsfeldes. Deutlich ist auch der Effekt des *Air-Entrainments*<sup>8</sup> ersichtlich. Doch auch zwischen den Spraykeulen führt dies zu einer weitgehenden Symmetrisierung der Strömungsverhältnisse.

---

<sup>8</sup> Meint das Einsaugen von umgebender Luft in den Einspritzstrahl in Folge des Unterdrucks, der sich durch die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen dem umgebendem Gas und den Kraftstofftröpfchen an den seitlichen Rändern der Spraywurzel ausbildet [Uhl04] und wird von der Verdampfungskühlung zusätzlich verstärkt



**Abbildung 5-5:** 3D-CFD-Simulation der Strömungsgeschwindigkeiten bei injektorzentrischer Mulde durch zwei Spraykeulen (Dampf) und entlang der Hauptverschiebungsachse mit Einspritzung;  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ , Ladedruck: 1350 mbar, Ladetemperatur:  $43,0 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $p_{\text{rail}} = 700 \text{ bar}$ , Einspritzung (geöffnet):  $2,0 \dots 8,0 \text{ }^\circ\text{KW}$ ,  $k\text{-}\epsilon$ -Turbulenzmodell

Es kann also in Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen aus Abschnitt 5.1.1 festgehalten werden, dass die Impulsdichte der Einspritzung bei weitem die der Brennraumströmung übersteigt, weshalb die Bedeutung der Brennraumströmung während des Hochdruckeinspritzvorgangs von untergeordneter Bedeutung ist. Nach deren Ende gewinnt der unterschiedlich große Sog einen teilweisen Einfluss, der jedoch umso größer wird, je größer der Abstand zwischen Einspritzung und Brennbeginn ausfällt, da dem Sog dann umso mehr Zeit zur Verfügung steht, um auf die Dampfverteilung zu wirken. Bei konventionellen Betriebsstrategien, wie sie bei den Motoruntersuchungen angewendet wurden, spricht dies also im Idealfall für eine negative AFE, wobei die Unterschiede und daher die Notwendigkeit zur Kompensation als recht gering angesehen werden können.

### 5.1.3 Minimierung der Nadeldesachsierung

In Abschnitt 2.2.2 wurde beschrieben, warum gerade bei diesem und allgemein bei 2V-Motorkonzepten eine besonders starke Desachsierung der Düsennadel möglich ist, die die Anströmung einzelner Spritzlöcher negativ beeinflussen kann. Dies führt dann sowohl zu einer Beeinträchtigung der betroffenen Strahlen selbst als auch zu einer Asymmetrie zwischen den Strahlen insgesamt. Die hieraus resultierenden Einflüsse sollen anhand des in Tabelle 5-2 aufgeführten Betriebspunktes dargestellt und diskutiert werden. Dabei handelt es sich um einen Betriebspunkt der niederen Teillast, da die Unterschiede speziell bei Öffnungs- und Schließvorgängen sowie bei Teilhub und nicht bei fortgeschrittenem Hub oder gar Vollhub der Düsennadel zu erwarten sind. Denn vor allem bei geringem Nadelhub ist die Drosselwirkung der Nadel vorhanden. Außerdem sind die Brennraumdrücke wegen der niedrigeren

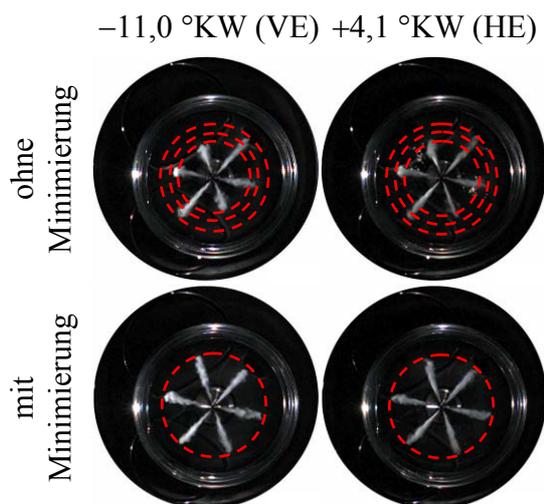
Drehzahl und dem geringeren Ladedruck kleiner, was düsenseitige Einspritzeffekte tendenziell deutlicher sichtbar macht.

**Tabelle 5-2:** Daten für die Untersuchung der minimierten Nadeldesachsierung

Drehzahl	1500 min <sup>-1</sup>
Indizierter Mitteldruck	4,3 bar
AGR-Rate	0 %/inert
Ladedruck	1100 mbar
Raildruck	600 bar
ABVE/ADVE	-15,0 °KW/240 μs (1 mg/ASP)
ABHE/ADHE	0,0 °KW/489 μs (9 mg/ASP)

Diese Untersuchungen wurden zur besseren direkten Vergleichbarkeit an den Düsen D3a (Desachsierung minimiert) und D3b (Desachsierung nicht minimiert) durchgeführt, die für den Kolben mit injektorzentrischer Mulde eine waagerechte Strahlauffreffebene realisieren. Es handelt sich also um zwei gleich ausgelegte Einspritzdüsen, die sich lediglich dadurch unterscheiden, dass bei D3a im Gegensatz zu D3b die Nadeldesachsierung minimiert ist. Erreicht wird diese Minimierung über eine zweite Führung im Bereich der Nadelspitze und optimierte Toleranzen zwischen den Teilen.

Abbildung 5-6 zeigt Hochgeschwindigkeitsaufnahmen der angeleuchteten Flüssigphase während der Vor- und Haupteinspritzung:



**Abbildung 5-6:** Eindringverhalten der Flüssigphase zu Beginn der Vor- (VE) und Haupteinspritzung (HE) mit und ohne minimierte Nadeldesachsierung

Anhand der konzentrisch zur Strahlwurzel angeordneten Kreise ist leicht ersichtlich, dass während des Sprayaufbaus der VE und HE der Verzicht auf eine Minimierung der Nadelde-sachsierung die Symmetrie des Sprayprofils stark vermindert. Hierfür ist die beschriebene Desachsierung der Düsennadel verantwortlich. Auffällig ist, dass immer gerade zwei gegenüberliegende Einspritzstrahlen ein ähnliches Verhalten zeigen und sich mit Blick auf die Strahleigenschaften damit drei Paare ergeben. Wahrscheinlich wird die Düsennadel in die Lücken zwischen den weniger gut ausgebildeten Einspritzstrahlen oder in deren Richtung selbst ausgelenkt und verhindert so eine günstigere Anströmung zu den Spritzlöchern. Dagegen ist das Sprayprofil mit Minimierung bei der VE und HE absolut symmetrisch. Da die Eindringtiefen der bestausgebildeten Strahlen mit Minimierung denjenigen ohne Minimierung entsprechen, müssen also auch im Hinblick auf den Düsenwirkungsgrad durch die Optimierungsmaßnahmen keine Einbußen in Kauf genommen werden.

Darüber hinaus sollten nicht nur stetig auftretende Effekte, sondern auch die Stabilität zwischen den Einspritzungen aufeinanderfolgender Arbeitsspiele betrachtet werden. Denn neben reproduzierbaren Effekten durch eine stabil auftretende Desachsierung sind auch stochastisch auftretende Störungen zu erwarten. Hierzu wurde folgendes Vorgehen gewählt:

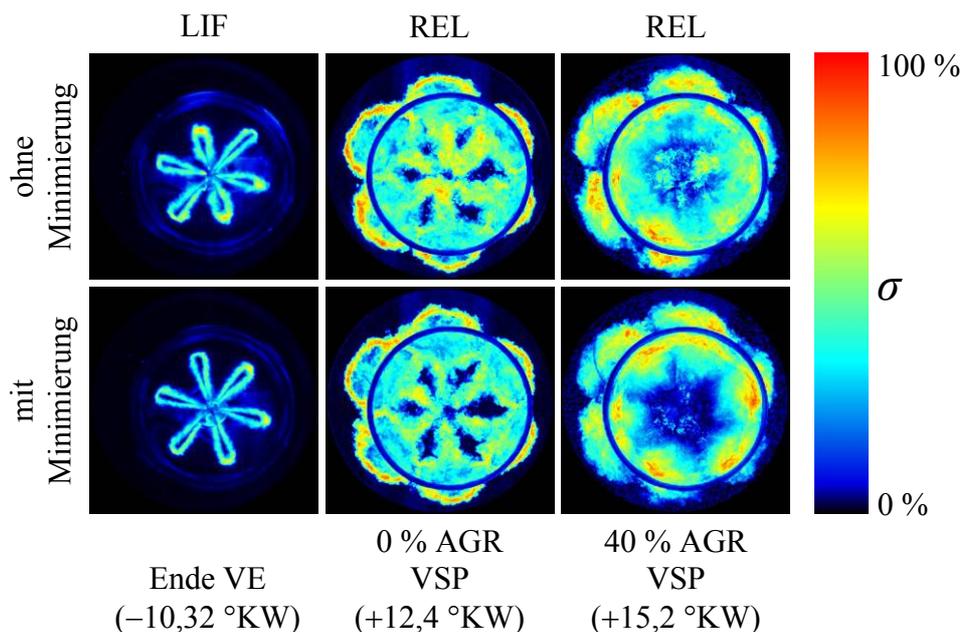
Zur Beurteilung der Einspritzung und Gemischaufbereitung wurden mit Hilfe der kombinierten Mie-/LIF-Technik zu einem relevanten Zeitpunkt im Arbeitsspiel 30 Aufnahmen gemacht. Gewählt wurde das Ende der VE bei  $-10,32$  °KW. Diese erfuhren anschließend eine statistische Weiterverarbeitung, indem nach Gl. 5.1 und Gl. 5.2 für jeden Bildpunkt die Standardabweichung über den Aufnahmen errechnet wurde:

$$\sigma(x, y) = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{p=1}^n [I_p(x, y) - \bar{I}(x, y)]^2} \quad (5.1)$$

mit 
$$\bar{I} = \frac{1}{n} \sum_{p=1}^n I_p(x, y) \quad (5.2)$$

Auch die Verbrennung wurde auf Basis von Bildmaterial aus den REL-Untersuchungen in gleicher Weise analysiert, wobei hier auf Grund der Verschmutzung des Quarzglaskolbens die Berechnung für jeden Zeitpunkt mit nur 20 Aufnahmen durchgeführt wurde. Nun wurde der Verbrennungsschwerpunkt bei Betrieb mit 0 % und 40 % AGR für die Betrachtung herangezogen. Daraus ergeben sich  $+12,4$  °KW und  $+15,2$  °KW.

In Abbildung 5-7 sind mit dieser Methode errechnete Bilder der Standardabweichung dargestellt. Die Spalten zeigen je ein LIF-Bild am Ende der Voreinspritzung, je ein REL-Bild am Verbrennungsschwerpunkt bei Betrieb mit 0 % AGR und je eines bei Betrieb mit 40 % AGR. In der oberen Zeile sind Bilder ohne und in der unteren Zeile Bilder mit minimierter Nadelde-sachsierung dargestellt:



**Abbildung 5-7:** Pixelweise errechnete Standardabweichungen mit und ohne minimierte Nadeldesachsierung

Die Bilder sind in einer Falschfarbenskala dargestellt. Schwarz bedeutet in diesem Fall, dass keine Intensitätsänderungen zwischen den Aufnahmen auftreten. Je heller die Farbe wird bzw. je mehr sie sich in Richtung rot bewegt, desto größer sind die zyklischen Schwankungen.

Dabei ist leicht zu erkennen, dass sich bei der Stabilität am Ende der Voreinspritzung, die mit Hilfe der LIF untersucht wurde, erhebliche Unterschiede ergeben. Ursächlich ist eine verschieden große Einspritzmengenstabilität zwischen den beiden Düsen und ihren einzelnen Einspritzlöchern. Die hellen Randbereiche der Spraykeulen zeigen Schwankungen in der Dampfphase. Dass gerade die Dampfphase stärkeren zyklischen Schwankungen unterliegt, ist leicht nachvollziehbar. Jedoch sind die Standardabweichungen im Fall der minimierten Desachsierung in ihrer Ausdehnung deutlich schlanker und sowohl über alle Einspritzstrahlen als auch über den gesamten Bereich von Strahlwurzel bis Strahlspitze gleichmäßiger verteilt. Bei der nicht minimierten Variante sind diese bereits ab der Wurzel sehr viel buschiger und großflächiger. Wie schon weiter oben beschrieben, gibt es hier vier Strahlen, deren Eindringverhalten schwächer ausfällt. Gerade hier sind die Standardabweichungen wegen höheren Streuungen von Schuss zu Schuss auf Grund der Desachsierung weiter vergrößert. Wie Vergleiche mit den korrespondierenden Mie-Bildern (hier nicht abgebildet) bestätigen, liegen die dunklen Bereiche in der Mitte der Spraykeulen im Bereich des flüssigen Spraykerns. Dieser unterliegt offenbar deutlich geringeren Schwankungen. Denn hier sind also Bereiche von geringer Standardabweichung sowohl mit als auch ohne Minimierungsmaßnahme vorhanden, wobei sie erneut mit Minimierung über alle Spraykeulen gleichmäßiger und ausgeprägter erscheinen.

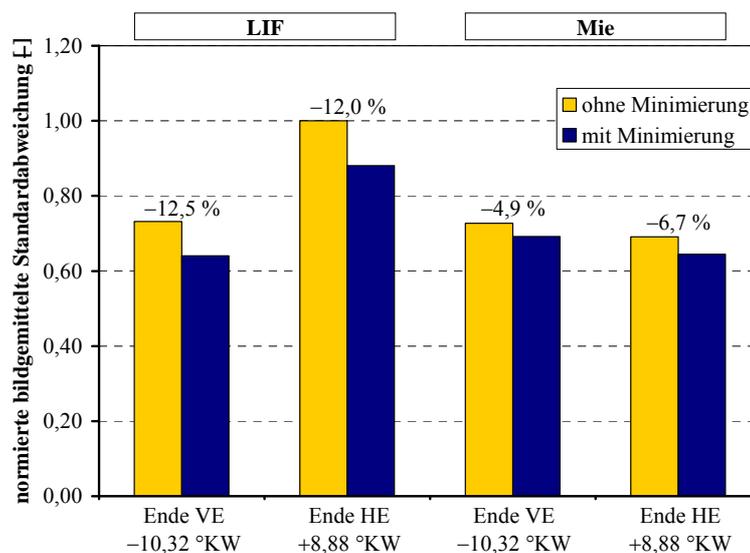
Betrachtet man das REL am Verbrennungsschwerpunkt mit 0 % AGR, so zeigt sich deutlich, dass sich ohne Minimierung hohe Beträge der Standardabweichung über fast die gesamte

Kolbenmulde erstrecken. Hingegen bildet sich mit Minimierung in Gebieten der Spraykeulen eine deutlich stabilere Verbrennung aus und auch die Gebiete zwischen den Spraykeulen, in denen die Standardabweichung ein Minimum annimmt, fallen erheblich ausgeprägter aus. Diese Erkenntnis bestätigt sich auch bei der motorisch relevanteren Betriebsweise mit 40 % AGR. Jedoch sind hier auf Grund der fortgeschrittenen Homogenisierung beim minimierten Fall keine eindeutig abgrenzbaren, stabil brennenden Spraykeulen mehr erkennbar, sondern es ist das komplette Muldenzentrum nur von geringen Schwankungen behaftet.

Zur weiteren Betrachtung wurde aus Gründen der besseren quantitativen Vergleichbarkeit nach Gl. 5.3 die bildgemittelte Standardabweichung errechnet:

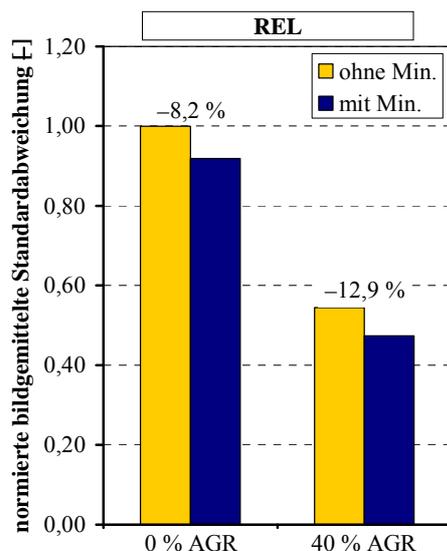
$$\bar{\sigma} = \frac{\sum_{x=0}^{b-1} \sum_{y=0}^{h-1} \sigma(x,y)}{bh} \quad (5.3)$$

Die Resultate zeigt Abbildung 5-8. Neben den diskutierten LIF-Untersuchungen am Ende der Voreinspritzung ( $-10,32$  °KW) wird nun auch das Ende der Haupteinspritzung ( $+8,88$  °KW) betrachtet und es sind darüber hinaus Ergebnisse aus den Mie-Messungen dargestellt. Die bei der bildlichen Betrachtung der Standardabweichungen gewonnenen Erkenntnisse werden hier bestätigt. Die Minimierung der Nadeldesachsierung bewirkt eine Abnahme der Standardabweichung der Dampfphase um ca. 12 % und es stellt sich damit eine deutliche Stabilisierung ein. Auch zeigt sich ein positiver Einfluss auf die Flüssigphase, der jedoch mit etwa 6 % erwartungsgemäß geringer ausfällt. Zumindest mit der verwendeten Messtechnik liegt der Hauptgrund darin, dass gerade die Flüssigphase weniger sensibel auf Störeinflüsse reagiert, da sie ein geringeres Volumen und damit auf den Aufnahmen eine geringere Fläche einnimmt als die Dampfphase. Außerdem ist Kraftstoff anhand des LIF-Signals auch dann noch zu sehen, wenn er bereits verdampft ist und vom Mie-Signal nicht mehr abgebildet wird.



**Abbildung 5-8:** Normierte bildgemittelte Standardabweichungen mit und ohne minimierte Nadeldesachsierung (Mie/LIF); Normierung auf Ende HE/ohne Minimierung

Auch die in Abbildung 5-9 dargestellten Auswertungen der REL-Bilder setzen diesen Trend fort. So reduzieren sich die zyklischen Schwankungen der sichtbaren Flamme ohne AGR um über 8 %. Im Betrieb mit 40 % AGR stellt sich sogar eine Reduzierung um fast 13 % ein. Ein Grund mag darin liegen, dass die Verbrennung bei solch hohen AGR-Raten noch deutlich sensibler auf Störungen bei der Einspritzung und Gemischbildung reagiert als bei niedrigeren. Außerdem erfolgt die Auswertung am VSP, der bei 40 % AGR etwas später liegt. Die vorhandenen Instabilitäten haben daher mehr Zeit, sich weiter zu entwickeln.



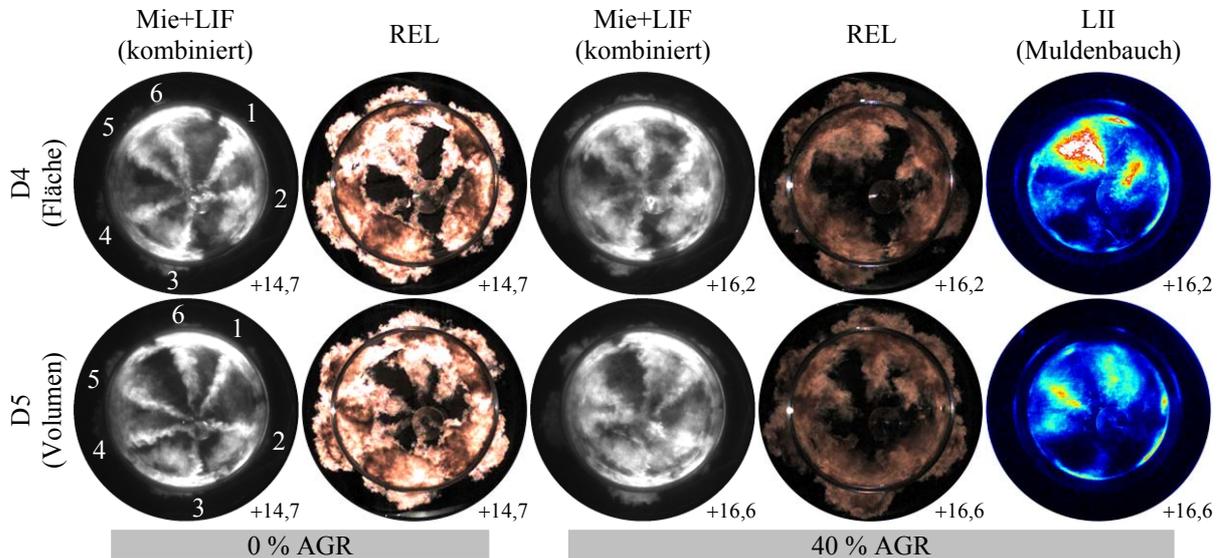
**Abbildung 5-9:** Normierte bildgemittelte Standardabweichungen mit und ohne minimierte Nadeldesachsierung (REL); Normierung auf 0 % AGR/ohne Min.

## 5.2 Kolbenzentrisch positionierte $\omega$ -Mulde

### 5.2.1 Zusammenfassung der Flächen- und Volumenauslegung

Die ersten beiden Auslegungsstrategien, die in Kombination mit der kolbenzentrischen  $\omega$ -Mulde untersucht wurden, waren anhand der Düse D4 das direkte Kriterium der gleichen Flächen und anhand der Düse D5 das direkte Kriterium auf gleiche Volumina für jeden Einspritzstrahl. Wie weiter vorne im Abschnitt 4.2.2 gesagt, sollen diese Ergebnisse nur knapp zusammengefasst vorgestellt werden, so dass die richtigen Schlüsse für die weiteren Untersuchungen gezogen werden können. Das zugehörige Bildmaterial zu den relevantesten Zeit-

schritten in Form der Verbrennungsschwerpunkte bei Betrieb ohne und mit 40 % AGR enthält folgende Abbildung 5-10:



**Abbildung 5-10:** Mie- (Flüssigphase komplett verdampft), LIF-, REL- und LII-Untersuchungen der Düsen D4 und D5 zu den Verbrennungsschwerpunkten bei 0 % und 40 % AGR; Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$ ,  $p_{rail} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-16,0 \text{ °KW/1 mg}$ , HE:  $-1,0 \text{ °KW/11,5 mg}$ ; Angaben des Zeitschritts in °KW

Betrachtet man die kombinierte Mie-/LIF-Aufnahme von D4 zum Zeitpunkt  $+14,7 \text{ °KW}$ , so fällt sofort die große Nähe der Strahlen S3 und S4 und insbesondere von S5 und S6 auf. Deren Dampf Wolken kommen sich vor allem am Muldenrand, aber auch schon davor, sehr nahe und es findet durch die Drallbewegung eine Überwehung von S3 in S4 und von S5 in S6 statt. Auf der korrespondierenden REL-Aufnahme wird das durch diese Überwehungseffekte stark begünstigte Rußleuchten ersichtlich. Es ist aus der Literatur bekannt, dass die Verwehung von Kraftstoff, insbesondere in der Flüssigphase in bereits gezündete und brennende Bereiche zu einer Erhöhung der Rußemissionen führt. Geschieht dies durch eine Bewegung mit der Drallströmung, redet man auch vom sog. *Overswirl* [Her95], [Uhl04]. Im vorliegenden Fall geschieht es durch die natürliche Ausbreitung in Kombination mit Overswirl. Auf der Mie-/LIF-Aufnahme zum Zeitpunkt  $+16,2 \text{ °KW}$  haben sich die beiden Strahlpaare bereits weitgehend vereinigt. Auf den zeitgleichen REL-Aufnahmen kommt es auch hier wieder zu einem starken REL-Signal in deren Bereichen als Resultat der Überwehung brennender Flammenbereiche ineinander. Es stellen sich also bei der Verteilung des Kraftstoffdampfes unter inerten Bedingungen und in deren Folge unter reaktiven Bedingungen beim REL zu nahezu allen Zeiten Überwehungseffekte, massive Asymmetrien und ungünstig hohe Gradienten der Messsignale ein. Auch ist die Luft in den Zwischenbereichen nur unzureichend erfasst, was die mit fortschreitendem Zyklus einsetzende Rußoxidation mangels Ausnutzung des Restsauerstoffangebots erschwert. Bei der Visualisierung des Rußes auf Höhe des Muldenkragens durch die LII-Technik bestätigen sich schließlich diese Eindrücke, insbesondere

die Auswirkungen der Überwehung in Form einer extrem großflächigen Rußwolke hoher Konzentration leeseitig von S5 und S6. Insgesamt liegen sehr hohe und unregelmäßige Rußkonzentrationsgradienten über den Brennraum vor. Speziell bei S5 und S6 kommt zur Überwehung hinzu, dass diesen beiden Strahlen die geringsten Volumina zur Verfügung stehen. Ob die gezeigten negativen Effekte durch eine Auslegung auf gleiche Volumina aufgehoben werden, kann am Beispiel der Düse D5 beantwortet werden.

Denn ungeachtet der gleichen Volumina kommen sich auch dabei wiederum zwei Strahlpaare, nämlich nun S4 und S5 sowie S6 und S1, sehr nahe. Schon auf den kombinierten Mie-/LIF-Aufnahmen treten erneut die Überwehung und als deren Folge sichtliche Asymmetrien zu Tage. Auch auf den REL-Aufnahmen bestätigt sich wieder das in diesen Regionen starke und insgesamt asymmetrische Signal mit der mangelnden Luftausnutzung in den Zwischenbereichen. Die LII-Aufnahme in Höhe des Muldenkragens zeigt schließlich die mit Abstand größten Rußkonzentrationen breitflächig verteilt in dem Bereich der beiden genannten Strahlpaare. Die objektivere Bewertung mittels der Kennzahlen für die radialen und tangentialen Güten bestätigt all diese Effekte, da sich diese Werte auf einem entsprechend niedrigeren Niveau als die der anderen Varianten bewegen. Dieses Thema wird in Abschnitt 5.4.1 wieder aufgegriffen. Die genauen Werte sind dementsprechend in Abbildung 5-23 wiedergegeben.

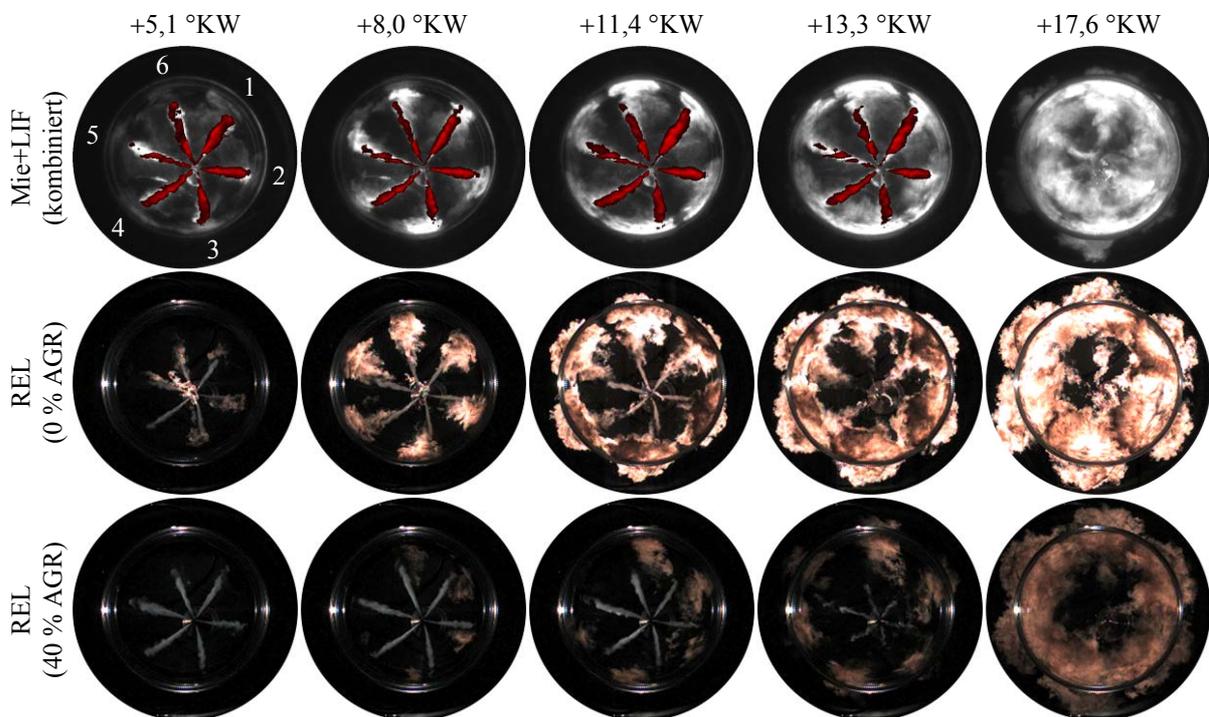
Es kann aus diesen Betrachtungen aber die wichtige Erkenntnis gezogen werden, dass sowohl die Fläche als auch das Volumen für jeden Einspritzstrahl wegen der zu großen Nähe mancher Einspritzstrahlen, insbesondere am Muldenrand, zur Kompensation eines Versatzes zwischen Mulde und Einspritzdüse kaum geeignete Kriterien darstellen. Vielmehr müssen, wie folgt, weitere Größen in Betracht gezogen werden. Dies scheint in erster Linie die Bogenlänge am Muldenrand für jeden Einspritzstrahl zu sein, da sie, wenn sie zu gering ausfällt, als Ursache für das schlechte Abschneiden der Düsenauslegung von D4 und D5 identifiziert werden konnte. Dennoch sollen auch die weiteren Störeinflüsse in Form des Volumens für jeden Strahl und die freie Strahllänge auf Ihre Relevanz und im Hinblick auf zugehörige Kompensationsansätze untersucht werden.

## **5.2.2 Auslegung auf gleiche Bogenlängen am Muldenrand**

### **Düse D6 (Keine Kompensationsmaßnahmen)**

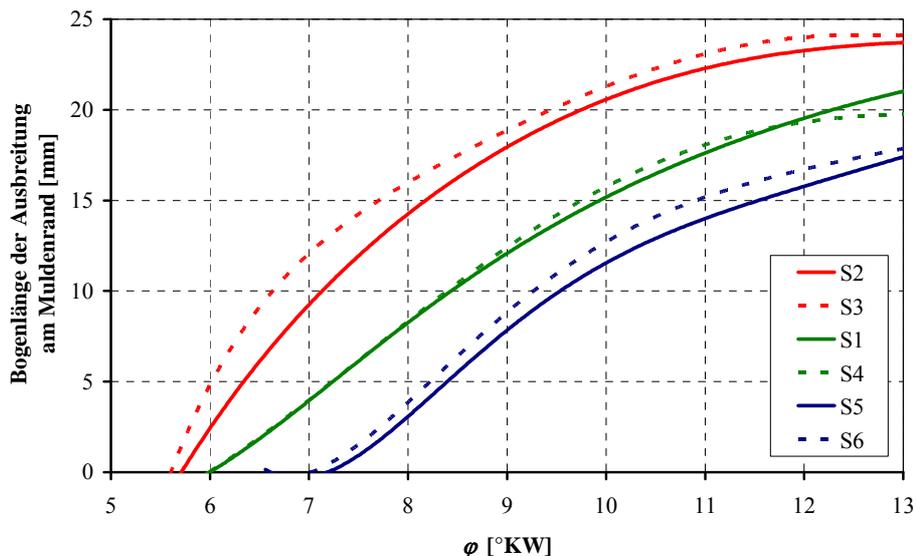
Wie bei allen bisher vorgestellten Einspritzdüsen, mit Ausnahme von D3b, bei der dies ein ungewollter Nebeneffekt der fehlenden Maßnahmen zur Minimierung der Nadeldesachsierung ist, verhält sich auch bei der Düse D6 das Eindringverhalten der Flüssig- und Dampfphase sehr symmetrisch und wie bei allen Düsen unabhängig vom Höhenwinkel. Bei der Flüssigphase kommt aber direkt der Nachteil der unterschiedlichen freien Strahllängen zum Tragen:

Bereits bei der VE tritt leichter Kontakt der Strahlen S2 und S3, wegen ihrer kurzen freien Weglänge, mit der Muldenwand auf, während bei den restlichen Einspritzstrahlen der flüssige Kraftstoff verdampft, bevor er auf die Muldenwand auftrifft. Sie enden also optisch noch im freien Raum. Die relativ kurze Einspritzdauer reicht jedoch nicht für einen vollständigen Strahlaufbau aus. Wie hingegen anhand des in Abbildung 5-11 dargestellten Mie- und LIF-Signals leicht ersichtlich ist, haben bei der HE die Einspritzstrahlen ab etwa  $+5,1$  °KW ihre maximale Eindringtiefe erreicht und S2 und S3 treffen, wegen der kurzen Distanz zur Muldenwand, massiv auf diese auf. Die Flüssigphase von S1 und S4, mit ihrer mittleren freien Strahllänge, endet direkt vor der Wand und die der langen S5 und S6 endet dennoch nach wie vor deutlich im freien Raum, da ihnen der längste Weg zur Wand zur Verfügung steht.



**Abbildung 5-11:** Mie-, LIF- und REL-Untersuchungen der Düse D6 zu repräsentativen Zeitpunkten; Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$ ,  $p_{rail} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-16,0 \text{ °KW/1 mg}$ , HE:  $-1,0 \text{ °KW/11,5 mg}$

Weiterhin fällt zu  $+5,1$  °KW bei der Dampfphase im Vergleich zu D4 (gleiche Flächen) und D5 (gleiche Volumina) auf, dass sich ihre Verteilung vorteilhafter verhält, da alle Strahlen der HE die Mitte der Dampfphasenkeulen der VE treffen, die mittlerweile mit der Drallströmung einen Weitertransport um eine Strahlteilung erfahren haben. Etwas später tritt aber bei der HE im Bereich von S2 und S3 der Effekt hervor, dass sich deren Dampfphase schneller entlang des Muldenrandes ausbreitet und sich der Zwischenraum zwischen diesen Strahlen schneller schließt als der zwischen den anderen ( $+11,4$  und  $+13,3$  °KW). Abbildung 5-12 bestätigt dies anhand einer computergestützten Bildauswertung des Ausbreitungsverhaltens an der Muldenwand:



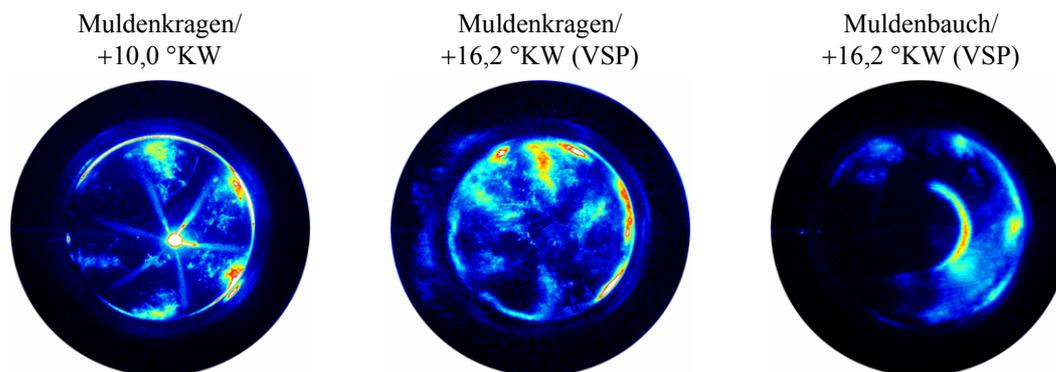
**Abbildung 5-12:** Spritzlochselektive Ausbreitung der Dampfphase der Düse D6 entlang des Muldenrandes anhand des LIF-Signals (interpoliert); Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$ ,  $p_{rail} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-16,0 \text{ °KW/1 mg}$ , HE:  $-1,0 \text{ °KW/11,5 mg}$

Deutlich zeichnen sich die drei Gruppen von Strahlen ab: Bei den Strahlen S2 und S3 mit der kürzesten freien Weglänge erfolgt die Ausbreitung des Dampfes am Muldenrand am frühesten, bei S1 und S4 liegt dieser Zeitpunkt dazwischen und bei den langen S5 und S6 am spätesten. Zwischen der frühesten und spätesten wandbedingten Ausbreitung liegt damit ein zeitlicher Versatz von ca.  $1,5 \text{ °KW}$ . Bei  $+13,0 \text{ °KW}$  haben S2 und S3 die ihnen am Muldenbauch zugeordnete Bogenlänge von  $25,3 \text{ mm}$  beinahe erreicht. Am Muldenkragen entspräche dies wegen des geringeren Radius einer Bogenlänge von  $22,6 \text{ mm}$ . Auch wird die Dampfphase von S2 und S3 stärker in Richtung der Muldenmitte umgelenkt und reflektiert ( $+13,3 \text{ °KW}$ ). Wie bei  $+17,6 \text{ °KW}$  zu sehen ist, führt dies schließlich zu einer leichten Anhäufung von Kraftstoff in der rechten unteren Hälfte des Brennraums. Diese Beobachtungen sind eine direkte Folge der geringeren diesen Strahlen zur Verfügung stehenden Luftvolumina und der kürzeren freien Längen, da der Kraftstoffdampf mit höherem Impuls an der Wand ankommt. All dies steht im direkten Kontrast zum Verhalten von S5 und S6 mit ihren großen Volumina und langen freien Längen. S1 und S4 nehmen dabei eine Art „Mittelstellung“ ein. Es ist jedoch wichtig zu bedenken, dass das Auge des Betrachters in der Regel dazu neigt, das Zentrum für die Symmetriebetrachtungen auf die in den Bildern sichtbare Düse zu legen. Wie bereits in Abschnitt 3.4 erläutert und bei den Bildberechnungen angewendet, ist aber für die Gesamtbetrachtungen die Muldenmitte relevant. Daher ergibt sich insgesamt aber über den Umfang eine recht gleichmäßige Verteilung, die durch ein  $\eta_{G,tan}$  von  $95,2 \%$  am korrespondierenden VSP des Betriebs ohne AGR und  $96,9 \%$  beim Betrieb mit AGR bestätigt wird. Diese Werte liegen zwar unter denen der injektorzentrischen Varianten, reichen jedoch nahe daran. Auch die radialen Güten  $\eta_{G,rad}$  liegen zwar mit  $71,0 \%$  zum Zeitpunkt ohne AGR merklich unter denen der injektorzentrischen Varianten, jedoch mit  $87,1 \%$  zum späteren

Zeitpunkt praktisch gleich auf. Dies ist eine logische Folge, weil die kolbenzentrischen Varianten grundsätzlich unter ungünstigeren Bedingungen starten und daher längere Zeit zum egalisieren derselben mittels Durchmischen benötigen.

Auch bei den Untersuchungen unter reaktiven Bedingungen finden sich die Auswirkungen wieder: Beim Betrieb mit 0 % AGR sind schon zu +5,1 °KW leichte Unterschiede im REL-Signal um die Einspritzstrahlen ersichtlich. Aber insbesondere unter den zündunwilligeren Bedingungen bei Betrieb mit 40 % AGR kommt es zu einer sichtbaren Aufteilung des anhand des REL-Signals beurteilten Zündzeitpunktes der Einzelstrahlen: Wie anhand der Aufnahme zu +8,0 °KW zu sehen ist, erfolgt die Zündung des Strahlpaares S2 und S3 früher und die von S5 und S6 dazu verzögert, während sich die Zündzeitpunkte von S1 und S4 wieder dazwischen befinden. Vor allem zwischen den Zündzeitpunkten von S2 und S5 besteht ein großer zeitlicher Versatz. Während die Zündung von S2 bereits sehr früh erfolgt, hat sie bei S5 noch bis +11,4 °KW nicht sichtbar eingesetzt. Erst bei +13,3 °KW ist eine gewisse Nivellierung zu erkennen. Ähnlich den LIF-Messungen ist beim Betrieb ohne AGR zu +11,4 °KW deutlich zu erkennen, dass die Flammen der Strahlen S2 und S3 am Rand bereits zusammenwachsen, während die der Strahlen S5 und S6 noch eindeutig getrennt sind. Ebenso ist etwas später zu +13,3 °KW bei S2 und S3 ein stärkerer Rücktransport der Flamme in Richtung der Muldenmitte zu beobachten als bei S5 und S6. Als weitere Folge des geringeren Volumens und der kürzeren Länge kommt es zu +13,3 °KW bei S2 und S3 bei beiden AGR-Raten zu einer ausgeprägteren Stabilisierung der Flamme hin zur Einspritzdüse. Es bildet sich also auf dem Weg von der Düse zur Wand eine Art „Kraftstoffstau“ und damit eine Absenkung des lokalen Luftverhältnisses. S5 und S6 brennen mehr in der Nähe des Muldenrandes, als dies bei S2 und S3 der Fall ist. Daraus ergibt sich schließlich über lange Zeitbereiche innerhalb des Arbeitstaktes eine geringfügig asymmetrische Verbrennung. Dies ist zu +17,6 °KW bei Betrieb ohne AGR gut und mit AGR noch ansatzweise zu erkennen. Für  $\eta_{G,an}$  folgt zum Zeitpunkt des VSP ohne AGR 93,4 % und mit AGR 95,1 %. Damit liegt sie ohne AGR unter den injektorzentrischen Varianten, jedoch mit AGR wegen ihrer durch den größeren Zündverzug bedingten Nivellierung auf gleichem Niveau. Radial errechnet sich für  $\eta_{G,rad}$  77,8 % und 74,3 %, was insgesamt als verhältnismäßig hoch eingestuft werden kann.

Abbildung 5-13 zeigt die korrespondierenden LII-Messungen zu zwei repräsentativen Zeitpunkten und an den beiden geometrisch möglichen Messorten. +10,0 °KW repräsentiert einen Zeitpunkt, an dem bereits nennenswerte Rußbildung stattgefunden hat, und bei +16,2 °KW befindet sich der Verbrennungsschwerpunkt. Auf eine Darstellung der Messung am Muldenbauch bei +10,0 °KW wird verzichtet, da an diesem Ort zu diesem Zeitpunkt noch bei keiner der kolbenzentrischen Varianten (Düse D6, D7 und D8) Ruß festgestellt werden konnte:



**Abbildung 5-13:** LII-Messungen an der Düse D6; Farbskala links und Mitte: 0 – 256 counts, rechts: 0 – 1024 counts; Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$ , 40 % AGR,  $p_{rail} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-16,0 \text{ °KW/1 mg}$ , HE:  $-1,0 \text{ °KW/11,5 mg}$

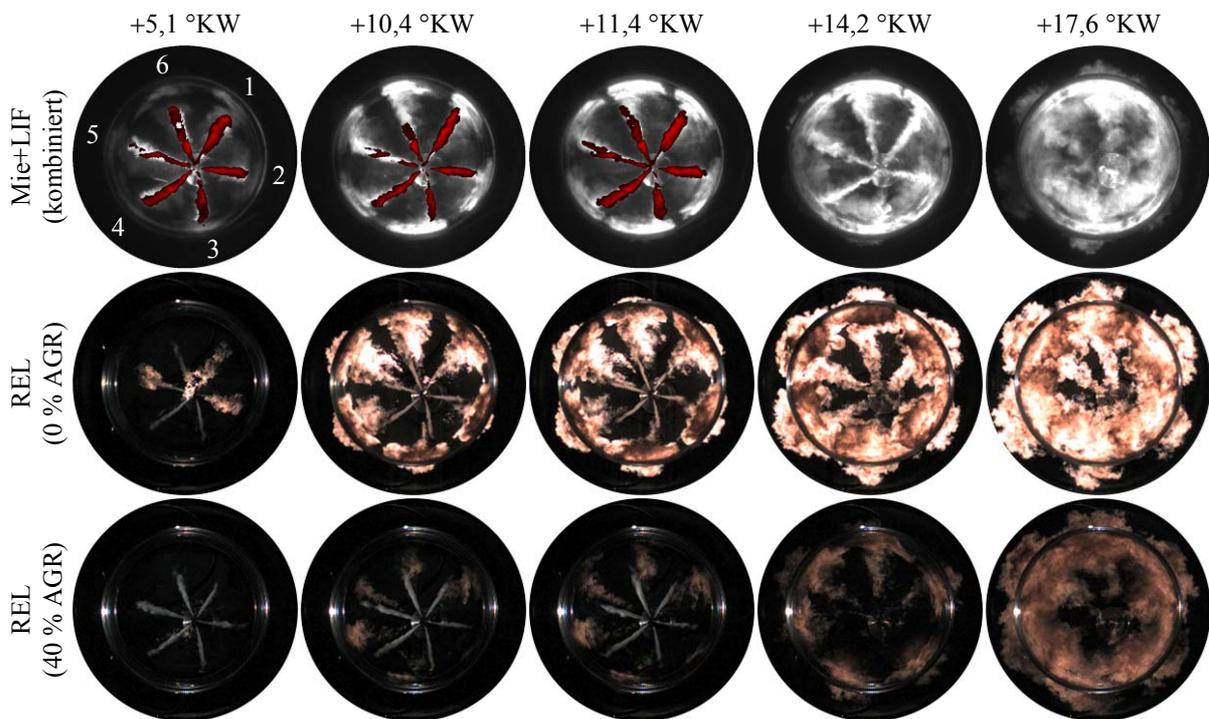
Zu dem frühen Zeitpunkt zeigt sich auch hier sehr viel Ruß leeseitig von S2, wohingegen S5 praktisch noch keinen Ruß aufweist. Speziell der von S2 und S3 gebildete Ruß konzentriert sich in dem untersuchten Lichtschnitt scheinbar sehr stark auf den direkten Randbereich, wo sehr hohe Rußkonzentrationen auftreten. Dies ist aber kein Widerspruch zu den aus den REL-Untersuchungen gewonnenen Erkenntnissen, da hier nur die Ebene auf Höhe des Muldenkragens beleuchtet wird. Es ist davon auszugehen, dass durch die starke Umlenkung die Rußbildung in tiefer liegende Ebenen verlagert wird, obgleich am Muldenbauch noch kein Ruß detektierbar war. Insgesamt bestehen zwischen den von den einzelnen Einspritzstrahlen hervorgerufenen Rußbereichen in der Messebene verhältnismäßig große Gradienten. Zum Zeitpunkt des VSP zeigt sich am gleichen kolbenbezogenen Beobachtungsort ein fast komplementäres Bild: S5 und S6 weisen nun viel Ruß auf, da in ihrem Bereich die Verbrennung und Rußbildung verzögert beginnt. Auch erstrecken sich diese Rußgebiete weit in Richtung der Brennraummitte, was darauf hindeutet, dass durch die große freie Länge der Impuls nicht ausreicht, damit eine Umlenkung am Rand stattfindet. Vielmehr erfolgt die Gemischbildung quasi am Freistrah. Die Verwehung mit dem Drall ist entsprechend stark. Von S2 und S3 ist lediglich am Glaskolben angelagerter Ruß messbar. Ihr kaum sichtbarer Ruß findet sich nach starker Umlenkung nun in einer deutlichen Rußwolke hoher Konzentration (man beachte die Farbskala) am Muldenbauch wieder. Hingegen weisen S1 und S6 in dieser Ebene kaum Ruß auf. Über S4 und S5 kann diesbezüglich keine Aussage getroffen werden, da der Laserlichtschnitt durch die Muldenspitze abgeschattet wird und sie sich deshalb im Lichtschatten befinden.

### **Düse D7 (Volumina kompensiert)**

Wie schon in Abschnitt 4.2.2 ausführlich beschrieben wurde, besteht der Unterschied von D7 zu D6 darin, dass S2 und S3 kleinere Bohrungsdurchmesser und S5 und S6 größere Bohrungsdurchmesser aufweisen. S1 und S4 sind hingegen unverändert. Das Ziel ist eine Kom-

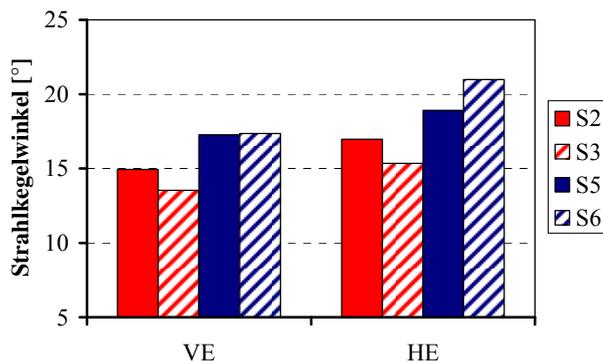
penstation der kleineren und größeren Segmentvolumina durch eine Spreizung der Lochdurchflüsse, um ein homogeneres  $\lambda$ -Feld im Brennraum zu erhalten.

Aus der Verteilung der Flüssig- und Dampfphase, die Abbildung 5-14 entnommen werden kann, ist erkennbar, dass S5 und S6 größere Strahlkegelwinkel aufweisen als S2 und S3 oder die Einspritzstrahlen von D6:



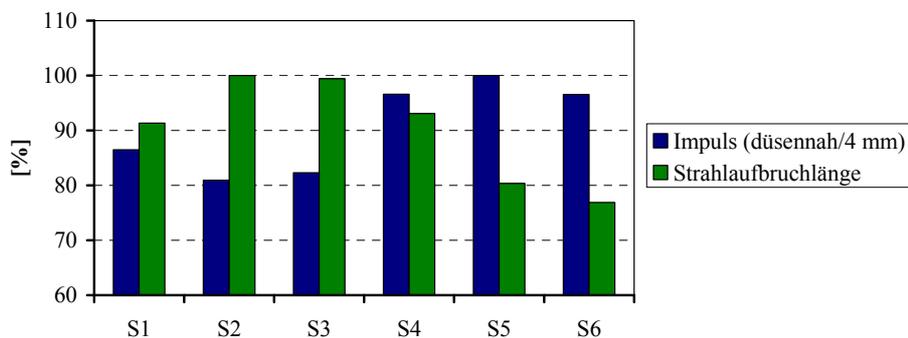
**Abbildung 5-14:** Mie-, LIF- und REL-Untersuchungen der Düse D7 zu repräsentativen Zeitpunkten; Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$ ,  $p_{rail} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-16,0 \text{ °KW/1 mg}$ , HE:  $-1,0 \text{ °KW/11,5 mg}$

Hierfür ist in erster Linie das ungünstigere L/D-Verhältnis verantwortlich. Auch wird durch S5 und S6 bei einer ähnlichen Eindringtiefe mehr Kraftstoff eingespritzt als bei S2 und S3, weshalb sie mehr „Platz“ benötigen. Bestätigt wird dies durch Abbildung 5-15, die die mit Hilfe der rechnergestützten Bildauswertung ermittelten mittleren Kegelwinkel der Strahlen S2, S3, S5 und S6 anhand des LIF-Signals während der VE und HE zeigt. Die in der Bildunterschrift aufgeführten Mittelungszeiträume wurden jeweils so gewählt, dass einerseits ausreichend Nadelhub vorhanden ist und andererseits noch kein ausgeprägter Muldenkontakt auf die Strahlstruktur rückwirken kann. Über die erwähnten Tendenzen der beiden Strahlpaare hinaus fällt auf, dass S3 und S5 kleinere Kegelwinkel aufweisen als ihre jeweils ähnlichen Strahlen S2 und S6. Die Ursache mag trotz der Verwendung einer ks-Düse in den größeren Höhenwinkeln gemäß den Düsenerläuterungen in Abschnitt 4.2.2 (vgl. Abbildung 4-6) und den Düsengrundlagen in Abschnitt 2.3.2 liegen.



**Abbildung 5-15:** Spritzlochselektive Strahlkegelwinkel der Düse D7 während der VE (gemittelt:  $-10,72$  bis  $-9,52$  °KW) und HE (gemittelt:  $+3,92$  bis  $+7,76$  °KW) anhand des LIF-Signals; Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$ ,  $p_{rail} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-16,0 \text{ °KW/1 mg}$ , HE:  $-1,0 \text{ °KW/11,5 mg}$

Hingegen sind die Eindringtiefen nach wie vor auf einem annähernd gleichen Niveau, wie dem Zeitschritt  $+5,1 \text{ °KW}$  zu entnehmen ist. Damit bleibt aber nach wie vor das einseitige Auftreffen der Flüssigphase auf der Muldenwand zu verzeichnen. Auch erfolgt am Beispiel  $+11,4 \text{ °KW}$  die Ausbreitung der Dampfphase von S2 und S3 entlang der Muldenwand noch immer etwas ausgeprägter als in der gegenüberliegenden Brennraumhälfte. Die Verringerung des Lochdurchmessers wirkt sich in einer Verringerung des Kraftstoffvolumenstroms dieser Spritzlöcher aus. Gleichzeitig ist zu erwarten, dass die Geschwindigkeit durch das günstigere L/D-Verhältnis geringfügig zunimmt. Obwohl sich damit aber der Gesamtimpuls von S2 und S3 verringert, wie ergänzende Strahlkraftmessungen bestätigt haben, verteilt sich der Gesamtimpuls durch das günstigere L/D-Verhältnis auf ein schlankeres Spray. Bezogen auf die Breite ist damit aber ein größerer Impuls vorhanden und auch der Strahlaufbruch erfolgt später, was die Problematik der kürzeren freien Länge eher noch verschärft, wie Abbildung 5-16 zeigt:

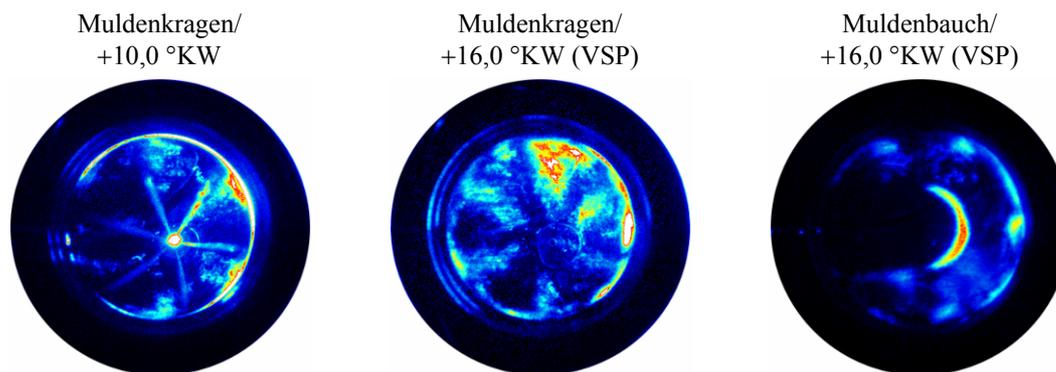


**Abbildung 5-16:** Spritzlochselektive Vermessung des Strahlimpulses nahe des Spritzlochaustritts und der Strahlaufbruchlänge der Düse D7; Betriebspunkt:  $V_K = 50 \text{ mm}^3$ ,  $p_{rail} = 800 \text{ bar}$ ; Normierung Impuls auf S5, Strahlaufbruchlänge auf S2

Die LIF-Messungen zeigen, dass sich, wie beabsichtigt, der in die rechte untere Brennraumhälfte eingebrachte Kraftstoffanteil verringert, dafür aber der Anteil links oben erhöht hat (+17,6 °KW). Insgesamt erscheint die Gemischaufbereitung nun zumindest subjektiv etwas symmetrischer als bei D6, wobei der bei D6 bemängelte Effekt nun fast schon überkompensiert erscheint. Dies drückt sich auch in einem nicht gesteigerten, sondern sogar geringfügig reduzierten  $\eta_{G,tan}$  von 93,6 % und 95,6 % für den Betrieb mit 0 % und 40 % AGR-Rate aus. Global gesehen bleibt die Luftausnutzung in der Kolbenmulde, wie schon mit dem bloßen Auge anhand des Bildmaterials zu ersehen ist, mit Werten für  $\eta_{G,rad}$  von 70,1 % und 89,9 % auf annähernd gleichem Niveau.

Unter reaktiven Bedingungen erfolgt bei den REL-Untersuchungen die Zündung aller Strahlen insbesondere bei Betrieb mit 40 % AGR zu +10,4 °KW nun sehr synchron, mit einer leichten Tendenz, dass S2 nun sogar später sein erstes REL-Signal zeigt. Dies bestätigt den Eindruck der möglichen Überkompensation. Weiterhin zeigt sich bei beiden AGR-Raten während der Zeitschritte +10,4 und +11,4 °KW im Falle von S2 und S3 das erste Rußleuchten am Muldenrand, während es sich bei den anderen Strahlen und vor allem bei S5 und S6 deutlich stärker in Richtung der Düse erstreckt. Diese Unterschiede nivellieren sich jedoch recht schnell und es stellt sich ansatzweise ab +14,2 und endgültig ab +17,6 °KW eine weitgehend symmetrische Verbrennung ein. Wie ab +10,4 °KW fortschreitend zu sehen ist, erfolgt das Zurückbrennen zur Düse nun genau umgekehrt, nämlich verstärkt bei S5 und S6 und in deutlich geringerem Maße bei S2 und S3. Dass nun brennstoffreichere Bedingungen in der linken oberen Hälfte vorhanden sind, spiegelt sich bei +17,6 °KW auch darin wieder, dass tendenziell mehr Rußleuchten aus dem Bereich von S5 und S6 als von S2 und S3 resultiert, was erneut die Überkompensation bestätigt. Deshalb liegen die tangentialen Güten  $\eta_{G,tan}$  mit 91,9 % und 95,0 % erneut im ersten Fall merklich und im zweiten Fall geringfügig unter denen der Düse D6.  $\eta_{G,rad}$  hat mit 88,2 % (keine AGR) signifikant zugenommen, jedoch mit 69,9 % (40 % AGR-Rate) etwas abgenommen. Die Begründung liefert eine Betrachtung der Bilder zu +17,6 °KW, bei denen verglichen mit D6 die Raumausnutzung des REL-Signals hin zur Muldenmitte besser ausfällt. Das Summenimpuls- und mittlere Aufbruchsniveau aller Spritzlöcher ist im Vergleich zu D6 praktisch identisch, weshalb hierin nicht die Ursache begründet liegt. Vielmehr hilft die angepasste Düsenauslegung, die Verbrennung in Bereiche größerer Muldentiefe zu verlagern, weshalb sich diese Kennzahl gemäß der Berechnungsmethodik aus Abschnitt 3.4.4 verbessert.

Bei Betrachtung der LII-Messungen setzt sich dieser Trend nahtlos fort:



**Abbildung 5-17:** LII-Messungen an der Düse D7; Farbskala links und Mitte: 0 – 256 counts, rechts: 0 – 1024 counts; Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$ , 40 % AGR,  $p_{rail} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-16,0 \text{ °KW/1 mg}$ , HE:  $-1,0 \text{ °KW/11,5 mg}$

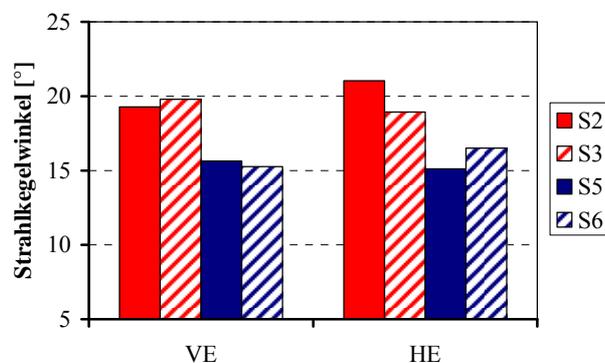
Bereits bei  $+10,0 \text{ °KW}$  sind die leeseitigen Rußkonzentrationen von S2 und S3 zumindest in der sichtbaren Messebene „Muldenkragen“ merklich reduziert und stärker auf den Randbereich konzentriert. Im Vergleich zur ebenfalls auf gleiche Bogen am Muldenrand ausgelegten Düse D6, bei der aber auf Kompensationsmaßnahmen verzichtet wurde und deshalb alle Spritzlöcher identische Geometrien haben, ist auch beim folgenden Zeitschritt am VSP nun deutlich mehr Ruß von S5 und S6 zu sehen als von S2 und S3. Deren Ruß ist auch hier teilweise am Muldenbauch wiederzufinden, obgleich jetzt auch die Verteilung in dieser Ebene sichtlich homogener ausfällt.

### **Düse D8 (Freistrahllängen kompensiert)**

Das Ziel der Untersuchung dieser Einspritzdüse ist die Kompensation des zweiten Hauptstöreinflusses, nämlich der unterschiedlichen freien Strahllängen bis zum Muldenrand. Zur Realisierung dieses Anspruches verfügt die Düse D8 über lochselektive k-Faktoren, die angepasste Strahlaufbruchlängen, Penetrationsverläufe und evtl. schließlich Eindringtiefen bewirken sollen. Gemäß den geometrischen Gegebenheiten sollen diese bei S2 und S3 kleiner, bei S5 und S6 größer ausfallen. Eine genaue Beschreibung sowie die Düsendaten sind Abschnitt 4.2.2 und die einspritztechnischen Grundlagen Abschnitt 2.3.2 zu entnehmen.

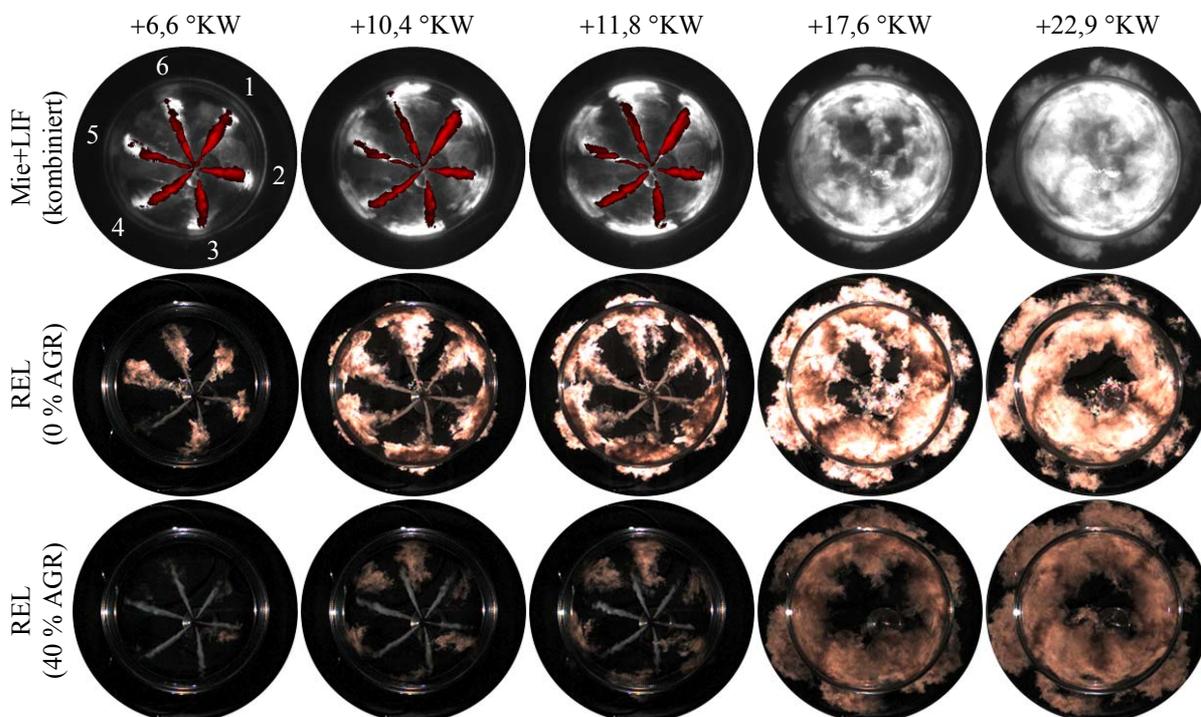
Bei der Visualisierung der Flüssigphase durch die Mie-Streulichttechnik und der Dampfphase durch die laserinduzierte Fluoreszenz ist jedoch kein schnelleres Eindringverhalten von S5 und S6 im Gegensatz zu S2 und S3 erkennbar. Die rechnergestützte Bildauswertung bestätigt diesen Eindruck und zeigt während des analysierbaren Zeitraums bis zum Erreichen des Muldenrandes gleichmäßige Eindringtiefen über alle Spritzlöcher. Dies gilt besonders für die HE, da wegen ihres längeren Verlaufs ein größerer Nadelhub und damit ein repräsentativerer, weil ausgebildeterer Sprayaufbau erreicht wird, aber auch für die VE. Es wirken jedoch die Strahlkegelwinkel von S2 und S3 breiter als die von S5 und S6, was hauptsächlich eine Folge der unterschiedlichen Konizitäten ist und Abbildung 5-18 entnommen werden kann. Insgesamt

samt ergibt sich ein Bild, das umgekehrt zu dem der Düse D7 (vgl. Abbildung 5-15), bei der eine Kompensation der unterschiedlichen Volumina über angepasste Lochdurchmesser bzw. -durchflüsse angestrebt wurde, erscheint:



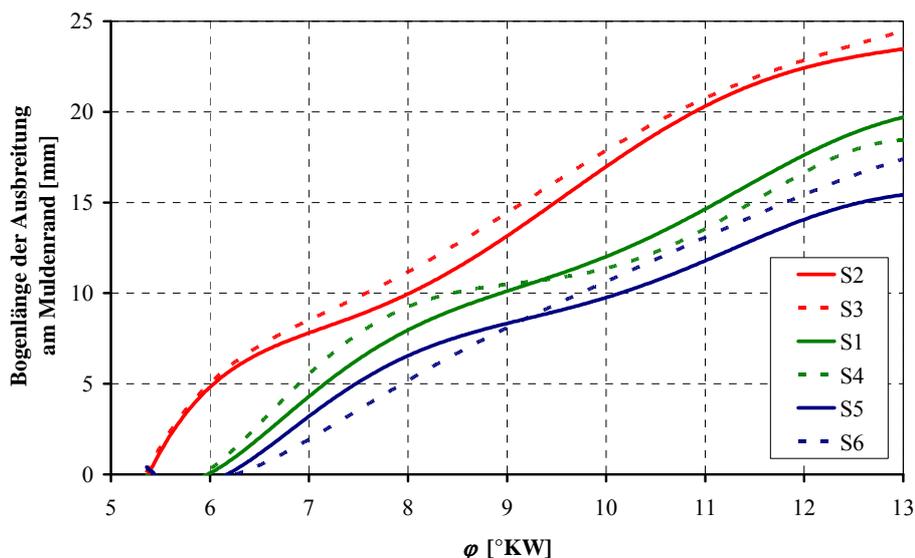
**Abbildung 5-18:** Spritzlochselektive Strahlkegelwinkel der Düse D8 während der VE (gemittelt:  $-10,72$  bis  $-9,52$  °KW) und HE (gemittelt:  $+3,92$  bis  $+7,76$  °KW) anhand des LIF-Signals; Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$ ,  $p_{rail} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-16,0$  °KW/1 mg, HE:  $-1,0$  °KW/11,5 mg

Als positiver Effekt tritt aber in Folge hervor, dass sich nun bei genauer Betrachtung, der Schwerpunkt jeder Spraykeule, in gleichmäßigerem Abstand der Wand annähert. Dies ist den kombinierten Mie-/LIF-Aufnahmen zu  $+6,6$  °KW in Abbildung 5-19 zu entnehmen:



**Abbildung 5-19:** Mie-, LIF- und REL-Untersuchungen der Düse D8 zu repräsentativen Zeitpunkten; Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$ ,  $p_{rail} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-16,0$  °KW/1 mg, HE:  $-1,0$  °KW/11,5 mg

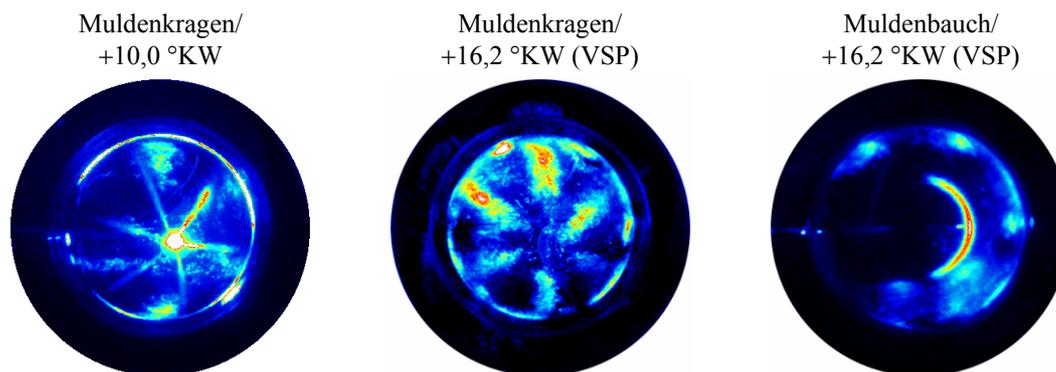
Wie anhand des Zeitschritts +11,8 °KW und in Abbildung 5-20 zu sehen ist, erfolgt die Ausbreitung der Dampfphase entlang der Muldenwand durch S2 und S3 wegen des nicht angepassten bzw. für alle Spritzlöcher gleichen Kraftstoffdurchflusses, der mit Hilfe von Strahlkraftmessungen verifiziert wurde, wieder verstärkt. Das Verhalten ist ähnlich der Düse D6, die ebenso auf gleiche Bogenlängen ausgelegt war, aber über keine lochselektiven Kompensationsmaßnahmen verfügte:



**Abbildung 5-20:** Spritzlochselektive Ausbreitung der Dampfphase der Düse D8 entlang des Muldenrandes anhand des LIF-Signals (interpoliert); Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$ ,  $p_{rail} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-16,0 \text{ °KW/1 mg}$ , HE:  $-1,0 \text{ °KW/11,5 mg}$

Im Gegensatz zu D6 beginnt nun die Ausbreitung am Muldenrand für alle Strahlen zeitgleicher, ungeachtet der zugehörigen Distanz zwischen Düse und Rand. Dies kann als Beleg gedeutet werden, dass zumindest ein Aspekt der Interaktion zwischen Spray und Wand durch diese Kompensationsmaßnahme prinzipiell in die richtige Richtung beeinflusst wird. Letzten Endes kommt es durch den gleichgestellten Durchfluss durch alle Spritzlöcher wegen der geringeren Volumina von S2 und S3 wiederum eher zu einer Anhäufung von Kraftstoff in ihrem Brennraumbereich (+17,6 °KW). Objektiv bewertet ergeben sich die Kennzahlen für  $\eta_{G,tan}$  zum korrespondierenden Zeitpunkt des VSP ohne AGR zu 94,7 % und für 40 % AGR zu 96,3 %, womit D8 in dieser Hinsicht zwischen den Werten von D6 und D7, jedoch näher an D7 liegt. Radial gesehen ergeben sich 69,1 % und 86,0 %, was nur geringfügig unterhalb von D6 und D7 liegt. Schließlich fällt der verstärkte Transport des Kraftstoffdampfs im Uhrzeigersinn mit der Drallströmung von S2 und S3 auf, welcher auf den reduzierten Strahlimpuls zurückzuführen ist. Dies ist ansatzweise der Aufnahme bei +22,9 °KW zu entnehmen, obgleich sich der entsprechende kraftstoffreiche Bereich mittlerweile mit der Drallströmung weiterbewegt hat. Dieses Phänomen ist bei den Versuchen unter reaktiven Bedingungen anhand des REL-Signals deutlich einfacher ersichtlich (siehe weiter unten).

Bei den Verbrennungsuntersuchungen erfolgt die Zündung aller Strahlen relativ gleichzeitig, was beim Betrieb ohne AGR zu +6,6 °KW fast und bei Betrieb mit 40 % AGR zu +10,4 °KW vollständig gegeben ist. Da der zeitliche Versatz bei D8 noch weniger ausgeprägt ist als bei D7 oder gar D6, spielt für den Zündverzug offensichtlich die Interaktion zwischen Einspritzstrahl und Wand wegen der Bildung lokaler Zonen hoher Kraftstoffkonzentration eine entscheidende Rolle. Diese Erkenntnis steht in Einklang mit den Aussagen von Bruneaux in [Bru05], der bei Versuchen an Dieseleinspritzstrahlen mit und ohne Wandinteraktion herausfand, dass das Vorhandensein einer Wand im Bereich der Strahlspitze wegen des sich ausbildenden Wirbels zwar zu einer Verstärkung der Mischungsrate zwischen Kraftstoff und Luft führen kann, jedoch erst ab Einspritzdrücken oberhalb von 2000 bar. Dieser Mechanismus wäre dann wichtiger als das sonst dominante Air-Entrainment im zentralen Strahlbereich. Bei dem hier vorliegenden Einspritzdruck von 700 bar werden jedoch im Fall der größeren Nähe einer Wand das Air-Entrainment und damit die Mischungsvorgänge erschwert und es kommt, wie bei D6 zu sehen war, wegen der resultierenden lokal höheren Kraftstoffkonzentrationen zu früherem Zünden in diesen Bereichen. Bei D8 wurde dies durch die beschriebenen Maßnahmen angeglichen. Darüber hinaus muss natürlich generell beachtet werden, dass massiver Kontakt von Flüssigphase mit der Wand zu vermeiden ist, da dies zu einer Erhöhung der Rußbildung führen würde. Wie weiterhin die Aufnahmen bei +17,6 °KW zeigen, bewirkt der düsennähere Strahlaufbruch von S2 und S3 ausgeprägtes REL vom Muldenrand bis an die Düse, während bei S5 und S6 das REL zwar auch in der Nähe des Muldenrandes auftritt, aber nicht bis zur Einspritzdüse reicht. Grundsätzlich sollte dies wegen des Versatzes von ca. 4 mm zwischen Muldenzentrum und Einspritzdüse der muldenbezogenen Symmetrie tendenziell zu Gute kommen. Es überwiegt nun aber wieder, ähnlich der nicht kompensierenden Düse D6, der Einfluss der nicht auf die Volumina angepassten Kraftstoffmengen, und es sind über eine lange Zeit des Arbeitstaktes Asymmetrien im rechten unteren Bereich vorhanden, was zu tangentialen Güten von 90,9 % (keine AGR) und 93,8 % (40 % AGR) führt. Diese liegen geringfügig unter denen der beiden anderen Düsenauslegungen für die kolbenzentrische  $\omega$ -Mulde. Für  $\eta_{G,rad}$  folgen 70,2 % und 70,6 %. Wie schon erwähnt, wird auch gerade beim REL der verstärkte Transport des Rußgebietes von S2 und S3 mit der Drallströmung ersichtlich. Ab ca. 20,0 °KW (nicht abgebildet) ist daher anhand des REL eine regelrechte Beschleunigung des Rußes dieser beider Einspritzstrahlen und eine Mischung aus Überholvorgang und Auffahren auf davor liegende Rußgebiete zu beobachten. Dadurch findet ein Transport in andere Rußbereiche statt und der weitere Rußabbrand wird wegen der schlechteren Ausnutzung des Restsauerstoffangebots im Brennraum erschwert. Dies gilt insbesondere für den Betrieb mit 40 % AGR wegen der ohnehin kälteren sowie restsauerstoffärmeren und daher für den Rußabbrand ungünstigeren Bedingungen.



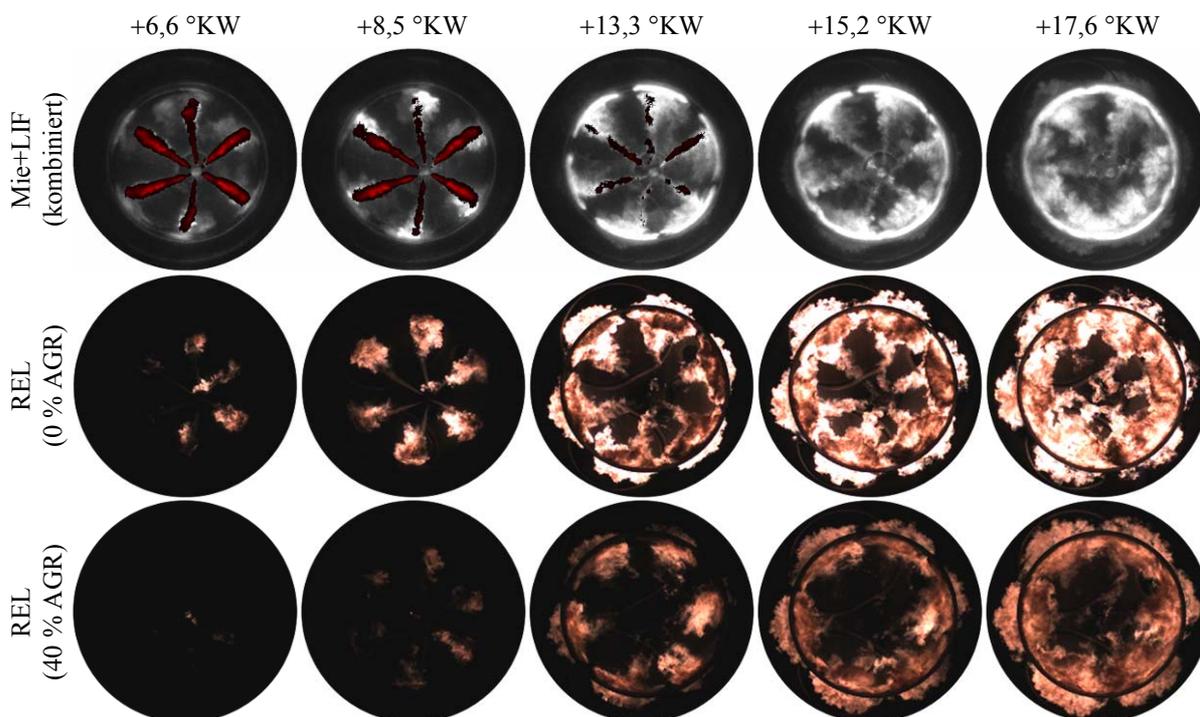
**Abbildung 5-21:** LII-Messungen an der Düse D8; Farbskala links und Mitte: 0 – 256 counts, rechts: 0 – 1024 counts; Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$ , 40 % AGR,  $p_{rail} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-16,0 \text{ °KW/1 mg}$ , HE:  $-1,0 \text{ °KW/11,5 mg}$

Die in der Abbildung 5-21 dargestellten LII-Messungen zeigen bereits bei  $+10,0 \text{ °KW}$ , dass verglichen mit D6 und D7 bei S2 und S3 gerade am direkten Wandbereich weniger Ruß auftritt. Dennoch wird von diesen Strahlen am Muldenkragen in Summe mehr Ruß generiert als von den anderen Strahlen. Bei  $+16,2 \text{ °KW}$  tritt die Rußverteilung am Muldenkragen verhältnismäßig symmetrisch auf. Auch erstreckt sich Ruß bei allen Strahlen von der Wand bis an die Düse, was im Gegensatz zu den anderen mit LII untersuchten Düsen D4 bis D7 steht. Dies mag daran liegen, dass es sich bei D8 aus den in Abschnitt 4.2.2 genannten Gründen um keine ks-Düse handelt. Der am Kragen nicht in so hoher Konzentration vorhandene Ruß ist wegen des geringeren Impulses bereits zu einem großen Teil umgelenkt und deshalb am Muldenbauch lokalisiert. Auch sind am Muldenbauch deutlich Rußbereiche von S5 und S6 sowie S1 vorhanden.

Die optischen Messungen an der kolbenzentrisch positionierten  $\omega$ -Mulde, lassen sich also wie folgt zusammenfassen: Die Auslegungen auf gleiche Flächen und gleiche Volumina brachten nicht die gewünschten positiven Resultate, da es zu einer zu großen Nähe zwischen manchen benachbarten Einspritzstrahlen kommt. Die Folge sind Verwehungseffekte mit starker Rußbildung, gefolgt von unzureichendem Rußabbrand. Das bei weitem beste Verhalten lässt sich bei einem Versatz zwischen Einspritzdüse und Brennraummulde durch eine Auslegung auf gleiche Bogenlängen erzielen, da gerade entlang der Muldenwand die wichtigsten Gemischbildungs- und Verbrennungsprozesse ablaufen. Gerade deshalb muss hier jedem Einspritzstrahl gleichmäßig viel des zur Verfügung stehenden Raumangebots reserviert werden. Der Versuch der Kompensation der unterschiedlichen Volumina, die dann jedem Strahl zur Verfügung stehen, durch lochselektive Durchmesser und damit Durchflüsse, brachte keine weiteren Verbesserungen. Ebenso kann der Versuch der Kompensation der freien Weglängen mittels lochselektiver Konizitäten nicht als weitere Verbesserung eingestuft werden, obgleich in beiden Fällen Einzeleffekte deutlich zu beobachten waren. Die wahrscheinlichsten Erklärungen für die ausgebliebenen Verbesserungen werden in Abschnitt 5.4.1 weiter diskutiert.

## 5.3 Offene w-Mulde in Zwischenposition

Aus Gründen, die in Abschnitt 4.1 bereits ausführlich erläutert wurden, haben offene w-Mulden bei modernen Dieselmotoren unter Umständen gewisse Vorteile. Daher wurde in einer weiteren Untersuchungsreihe eine derartige Muldengeometrie nun in einer Zwischenposition, die sich aber eher zum Kolbenzentrum hin orientiert, untersucht. Da damit ein recht großer Versatz zwischen Mulde und Injektor besteht, wurde die zugehörige Einspritzdüse D9 wie D6 ausgelegt, d. h. auf gleiche Bogenlängen und ohne weitere Kompensationsmaßnahmen. Exemplarisch für die Eigenschaften und das Potenzial dieser Kombination soll wiederum der Betriebspunkt  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$  @  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$  als mittlere Teillast mit Vor- und Haupteinspritzung bei einer AGR-Rate von 0 und 40 % herangezogen werden. Im Vergleich zu den vorherigen Messreihen wurde der Abstand zwischen VE und HE beibehalten, wobei zur Gleichstellung des Verbrennungsschwerpunkts mit den bisherigen Untersuchungen beide Einspritzungen um  $1 \text{ }^\circ\text{KW}$  nach „spät“ verschoben wurden. Das zugehörige Bildmaterial ist in Abbildung 5-22 dargestellt:



**Abbildung 5-22:** Mie-, LIF- und REL-Untersuchungen der Düse D9 zu repräsentativen Zeitpunkten; Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$ ,  $p_{rail} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-15,0 \text{ }^\circ\text{KW}/1 \text{ mg}$ , HE:  $0,0 \text{ }^\circ\text{KW}/11,0 \text{ mg}$

Da bei der VE wie bei den bisherigen Messreihen noch keine nennenswerte Interaktion mit der Wand stattfindet, ergeben sich wegen der ähnlichen Düsenauslegungen speziell im Vergleich zur Düse D6 während und nach der VE praktisch keine Unterschiede. Wie am Zeit-

punkt +6,6 °KW ersichtlich wird, ist auch das Auftreffen der Flüssig- und Dampfphase der HE auf die Dampfwolken der VE wieder sehr genau und damit ähnlich D6, da bei dem Transport mit der Drallströmung zu allen Zeiten keine Unterschiede zu beobachten sind. Ebenso wiederholt sich auch die einseitige starke Annäherung von Flüssigphase an die Wand, wenn auch nicht so ausgeprägt, da die Mulde breiter und zumindest geringfügig in Richtung der Einspritzdüse versetzt ist. Auch der Beginn des REL bei Betrieb ohne AGR findet zu diesem Zeitpunkt für die Einspritzstrahlen mit den kürzeren freien Längen und den geringeren Volumina statt. Bei den anderen Strahlen beginnt die sichtbare Verbrennung wieder verspätet. Beim Betrieb mit 40 % AGR wiederholt sich dies bei +8,5 °KW. Die Ausbreitung der Dampfphase entlang der Muldenwand erfolgt im Bereich der Strahlen mit der kürzeren freien Länge wiederum schneller und es kommt zu einem früheren Zusammenwachsen derselben (siehe +13,3 °KW). Dies gilt in gleicher Weise für die REL-Signale. Zusätzlich ist auch die für diese Düsenauslegung bei D6 bereits beobachtete Ausbildung eines Bereichs erhöhter Kraftstoffkonzentration und entsprechend ausgeprägten Rußleuchtens bei den kurzen Strahlen vorhanden, der über lange Zeit hinweg ersichtlich bleibt, wie am Beispiel von +17,6 °KW deutlich wird. Insgesamt befindet sich aber die Qualität der Gemischaufbereitung in radialer Richtung auf einem ähnlich hohen Niveau wie bei D6 mit der  $\omega$ -Geometrie. Dies zeigt sich auch in fast identischen tangentialen Güten  $\eta_{G,tan}$  von 95,0 % zum Zeitpunkt des VSP bei 0 % AGR und 95,3 % zum Zeitpunkt des VSP bei 40 % AGR. Für D6 betragen diese Werte 95,2 % und 96,9 %. Dies deutet möglicherweise darauf hin, dass im Falle der  $\omega$ -Geometrie durch die größere Nähe des Muldenkragens und die bessere Umlenkung durch die Geometrie evtl. noch mehr Impuls zur weiteren Ausmischung genutzt wird, da zwischen den beiden Beobachtungszeitpunkten jeweils eine Bewegung von 2,16 °KW liegt. Auch bei der Analyse der REL-Signale fallen diese Werte mit 92,2 % für den Betrieb ohne AGR und 93,5 % für den Betrieb mit AGR nur geringfügig unter denjenigen von D6 mit 93,4 % und 95,1 %. Dies wird auch anhand der Aufnahmen zu diesen Auswertzeitpunkten deutlich. Die entsprechenden Zeitpunkte liegen bei +15,2 und +17,6 °KW.

Es fällt aber sowohl bei den LIF- als auch auf den REL-Aufnahmen auf, dass sich sowohl die Kraftstoffverteilung als auch das Rußeigenleuchten stark auf den Muldenrandbereich konzentrieren. Dies ist die Folge einer weniger ausgeprägten Umlenkung an der Muldenwand. Es bildet sich also kein so effektiver Wirbel wie bei der  $\omega$ -Geometrie aus. Die Ausnutzung der Luft bzw. des Raumes zur Muldenmitte hin wirkt daher relativ gering. Entsprechend fallen die Werte für die radialen Güten  $\eta_{G,rad}$  im LIF-Signal mit 61,8 % (Zeitpunkt analog VSP bei 0 % AGR) und 72,3 % (40 % AGR) deutlich geringer aus als die der Düse D6 mit 71,0 % und 87,1 %. Auch bei der Analyse des REL-Signals tritt dies mit nur 41,1 % und 27,3 % im Vergleich zu 77,8 % und 74,3 % sehr deutlich zu Tage.

Insgesamt sind dies Nachteile, die sich zwar nicht bei den niederen und mittleren Lasten, die am Transparentmotor untersucht wurden, negativ auf die Partikel- und Stickoxidemissionen auswirken. Jedoch werden diese Emissionswerte im Vergleich zum Betrieb mit  $\omega$ -Mulde mit gesteigerter Last hin zur Volllast progressiv schlechter [Nöh09].

## 5.4 Übergreifende Betrachtungen

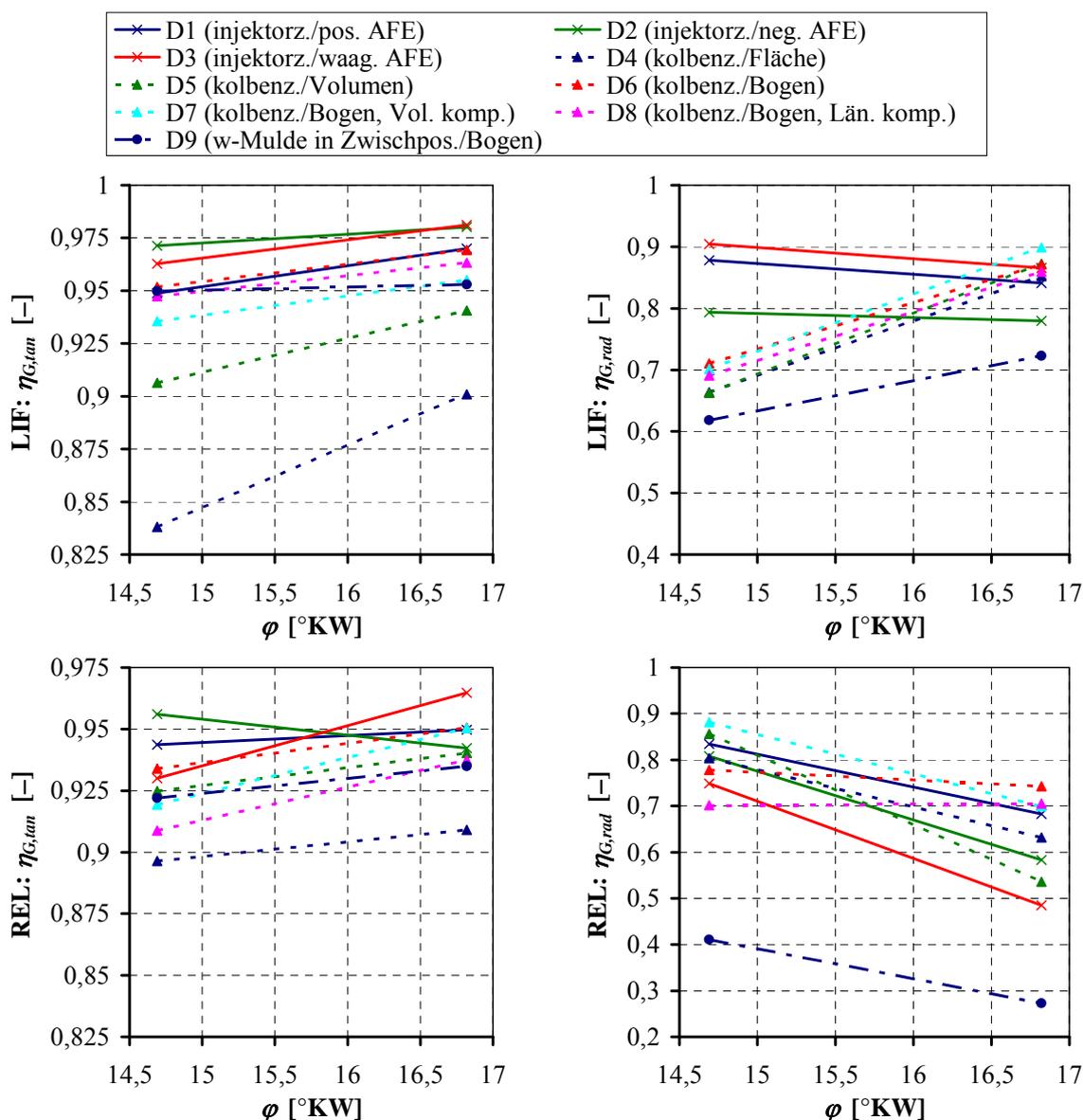
### 5.4.1 Auswirkungen auf die Rohemissionen

In den vorangegangenen Betrachtungen der verschiedenen Kombinationen aus Muldengeometrien, -positionen und Auslegungen von Einspritzdüsen wurden neben der qualitativen Interpretation des Bildmaterials auch die objektiveren Bewertungsgrößen  $\eta_{G,tan}$  und  $\eta_{G,rad}$  als Hilfsmittel zur Auswertung herangezogen. Einen Überblick über all diese Kennzahlen soll die nachstehende Abbildung 5-23 geben.

Die tangentialen Güten der LIF-Signale zeigen deutlich, dass mit der injektorzentrischen Variante (Mulde zentrisch zum Injektor) die symmetrischste Gemischverteilung ermöglicht wird. Dabei werden die am Bildmaterial gemachten Beobachtungen bestätigt, dass dabei die negative AFE zu den gleichmäßigsten Kraftstoffverteilungen führt, gefolgt von der Düse mit der waagerechten und der positiven AFE. Dabei liegen aber alle drei genannten Muster insgesamt auf einem ähnlich guten Niveau. Die Werte aller Untersuchungsfälle nehmen vom frühen Zeitpunkt des Verbrennungsschwerpunkts bei Betrieb ohne AGR (ermittelt aus korrelierenden Verbrennungsuntersuchungen) hin zum späten des Betriebs mit 40 % AGR auf Grund der längeren Mischungszeit zu. Auch die auf gleiche Bogen am Muldenrand ausgelegten Düsen für die kolbenzentrische  $\omega$ -Mulde schließen sich zumindest bei der hier gezeigten Einspritzstrategie diesem guten Verhalten an, obgleich sie geringfügig darunter liegen. Ebenso zeigt die auf gleiche Bogen ausgelegte Düse D9 mit der w-Mulde in Zwischenposition tendenziell gleich gute Werte, auch wenn sie mit zunehmender Mischungszeit nicht weiter zulegen kann, da eine effektivere Symmetrisierung durch umlenkungsbedingte Ausmischung wegen der Muldengeometrie verhindert wird. Die mit Abstand schlechteste Symmetrie zeigen D5 mit ihrer Volumen- und vor allem D4 mit ihrer Flächenauslegung. Auch die tangentialen Güten der REL-Signale weisen in ähnliche Richtungen, wenn auch nicht mehr so eindeutig, da das REL-Signal eine Überlagerung verschiedener physikalischer Größen darstellt. Die Volumenauslegung D5 fällt hier nun nicht negativ auf, da sich ihre ausgeprägten Rußbereiche zum Berechnungszeitpunkt bereits so stark vereinigt haben, dass die Asymmetrie über diese Kennzahl nicht mehr nachgewiesen werden kann.

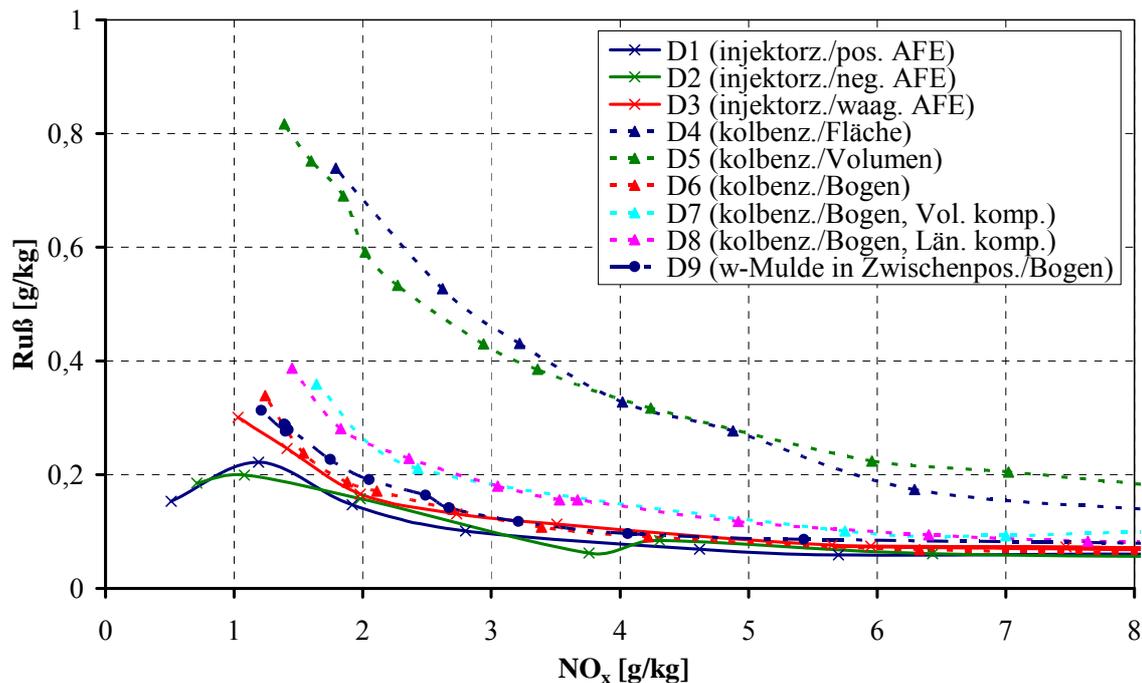
Bei den radialen Güten der LIF-Signale tritt sofort hervor, dass diese Kennzahl in erster Linie von der Muldenposition und -geometrie abhängt. Denn zunächst zeigen die injektorzentrischen Kombinationen die besten Verhaltensweisen, können sich dann aber mit fortschreitender Zeit nicht weiter steigern, da die Gemischaufbereitung bereits optimal abgelaufen und abgeschlossen ist. Hingegen beginnt die kolbenzentrische Mulde mit allen Düsenauslegungen zwar schlechter, kann aber bis zum späteren Zeitpunkt die injektorzentrische mehr als egalalisieren. Man sieht also, dass die Gemischaufbereitung durch diese Variante langsamer abläuft. Die w-Mulde dagegen kann wegen der fehlenden Umlenkung am Muldenrand diese

Werte zu keinem Zeitpunkt erreichen. Schließlich zeigen die radialen Güten der REL-Signale eine geringere systemabhängige Tendenzbildung. Für alle gezeigten Fälle gilt aber, dass sich trotz des späteren Zeitpunktes bei Betrieb mit 40 % AGR die schlechteren Werte ergeben, da die Flamme den Raum zum Muldenzentrum hin weniger erfasst. Handelt es sich jedoch beim LIF-Signal tatsächlich um nicht genutzten Raum, so muss dies beim REL-Signal noch keineswegs ein Hinweis auf schlechtere Emissionen sein, da diesem Messprinzip physikalisch nur die sichtbare Flamme zu Grunde liegt. Aber auch hier bestätigt die w-Mulde wiederum ihre starke Konzentration auf den Randbereich, was in kleineren Kennzahlen zum Ausdruck kommt.



**Abbildung 5-23:** Tangentiale und radiale Güten der LIF- und REL-Aufnahmen (Muldeninneres) aller untersuchter Varianten nahe der Verbrennungsschwerpunkte bei 0 % (14,7 °KW) und 40 % AGR (16,8 °KW); Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$ ,  $p_{rail} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-16,0$  (D9:  $-15,0$ ) °KW/1 mg, HE:  $-1,0$  (D9:  $0,0$ ) °KW/11,5 (D9:  $11,0$ ) mg

Die bislang gezeigten Ergebnisse stützen sich auf die empirische und mathematische Analyse motorischen Bildmaterials, was das Hauptaugenmerk dieser Arbeit darstellt. Nun sollen die gewonnenen Erkenntnisse in Bezug auf korrelierende Ergebnisse eines konzeptgleichen Einzylinder-Emissionsmotors betrachtet werden. Dies geschieht anhand der Ruß/NO<sub>x</sub>-Kurven, welche für Dieselmotoren die wichtigsten emissionsseitigen Bewertungsgrößen darstellen:



**Abbildung 5-24:** AGR-Schleifen (Ruß/NO<sub>x</sub>-Trade-Off) aller Varianten; Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$ ,  $p_{rail} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-16,0$  (D9:  $-15,0$ ) °KW/1 mg, HE:  $-1,0$  (D9:  $0,0$ ) °KW/11,5 (D9:  $11,0$ ) mg [Nöh09]

Die Emissionsmessungen bestätigen in weiten Bereichen die Interpretationen des optischen Bildmaterials. Auch die Bewertungskennzahlen finden sich in ihren Tendenzen eindrucksvoll wieder. So zeigen die injektorzentrischen Varianten, die sich alle auf einem gleichen Niveau bewegen, das beste Verhalten. Es geht aber auch hervor, dass die kolbenzentrische Muldenposition in Verbindung mit der auf gleiche Bogenlängen ausgelegten Düse D6, zumindest bei dieser aus Vor- und Haupteinspritzung bestehenden Einspritzstrategie, trotz des Muldenversatzes zur Düse ähnlich gut abschneidet. Zumindest bei dieser mittleren Teillast liefert die w-Mulde in Zwischenposition mit der auf gleiche Bogen ausgelegten Düse D9 ein fast identisch gutes Verhalten. Auch die Kompensation der unterschiedlichen Volumina und der unterschiedlichen freien Weglängen bei der Bogenauslegung bringt keine Vorteile sondern eher nachteilige Auswirkungen. Dies lässt sich für die Volumina damit erklären, dass diese mit der Düse als Berechnungszentrum hin zur Muldenwand ermittelt wurden. Offenbar ist aber das Muldenzentrum für diese Betrachtung relevant. Dies ist aus den bereits in Abschnitt 3.4 ge-

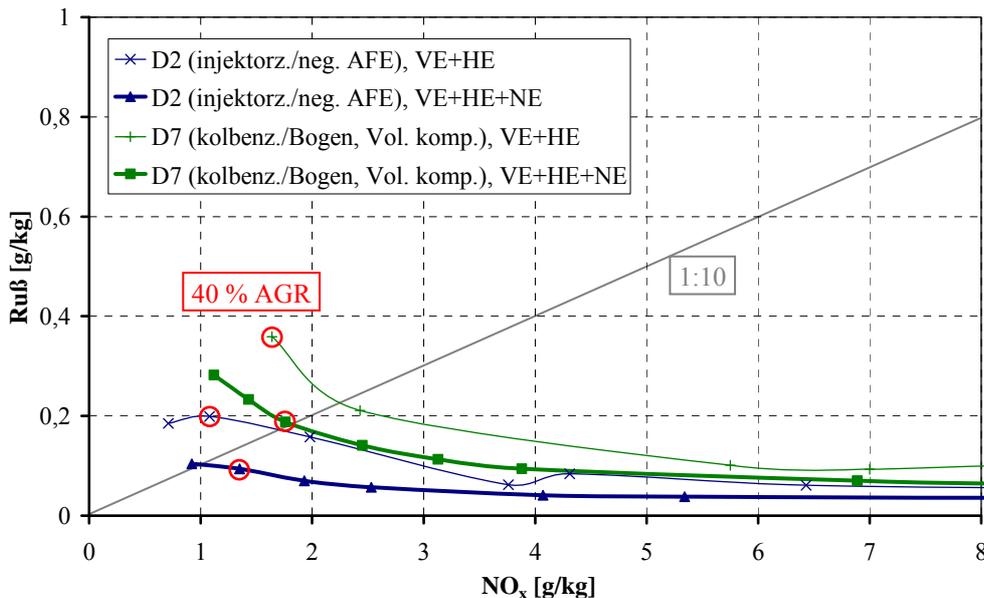
nannten Gründen, nämlich dass für die Gemischaufbereitung der Ursprung der Einspritzstrahlen letztendlich bedeutungslos ist, leicht nachvollziehbar. Da nämlich Dieselmulden üblicherweise eine rotationssymmetrische Geometrie aufweisen, ergeben sich durch die vom Muldenzentrum ausgehende Betrachtung bei gleichen Bogenlängen automatisch gleiche Volumina für jeden Strahl (vgl. Abbildung 4-6). Die gewählten Maßnahmen führen bei D7 daher zu einer Überkompensation. Auch die Kompensation der freien Weglängen mittels lochselektiver Konizitäten am Beispiel der Düse D8 hatte einen geringfügig negativen Effekt. Eine mögliche Ursache liegt darin begründet, dass hierzu keine ks-Düse, sondern ein anderer Spritzlochtyp mit geringerem Grad der hydroerosiven Verrundung verwendet werden musste, was die Strahl- und Sprayeigenschaften verändert.

Schließlich ruft die kolbenzentrische Konfiguration in Verbindung mit den Düsen D4 (Fläche) und D5 (Volumen) wegen der beschriebenen negativen Effekte mit Abstand die größten Ruß- und NO<sub>x</sub>-Emissionen hervor. Alle anderen Konfigurationen bewegen sich sogar im Vergleich zu 4-Ventil-Motoren auf einem sehr niedrigen Emissionsniveau.

#### 5.4.2 Effizienz der Nacheinspritzung

Sowohl bei den optischen Untersuchungen als auch bei den Emissionswerten wurde gezeigt, dass durch die richtige Wahl der Einspritzdüsenauslegung auch mit der vermeintlich ungünstigeren kolbenzentrisch positionierten  $\omega$ -Mulde praktisch ähnliche gute Resultate wie mit der injektorzentrischen Variante realisierbar sind. Dies gilt zumindest für die bislang betrachtete Doppeleinspritzstrategie (VE und HE). Eine Nacheinspritzung (NE) in der Expansionsphase führt zu einer erneuten Anhebung der Temperatur und zu einer weiteren Durchmischung des gebildeten Rußes mit dem verbliebenen Restsauerstoff, wodurch der Rußabbrand verbessert und die Rußemissionen gesenkt werden können [Kož04]. Aus diesem Grund wurde bei der gleichen Drehzahl und dem gleichen indizierten Mitteldruck parallel bei allen Düsen mit Ausnahme von D4 auch eine Einspritzstrategie untersucht, die zusätzlich eine NE bei +14,0 °KW von 1 mg Kraftstoff beinhaltet. Die VE blieb dabei unverändert und die HE wurde in Folge der moderaten Drehmomentwirksamkeit dieser NE lediglich geringfügig verkürzt, um den gleichen effektiven Mitteldruck darzustellen.

Vergleicht man allerdings für jede Düse die Effektivität der NE bezogen auf die Doppeleinspritzstrategie, so fällt auf, dass die Emissionsminderung im Falle der injektorzentrischen Muldenposition deutlich größer ausfällt. Abbildung 5-25 zeigt zum Vergleich eine AGR-Schleife für beide Muldenpositionen und Einspritzstrategien exemplarisch an jeweils einer Düse:



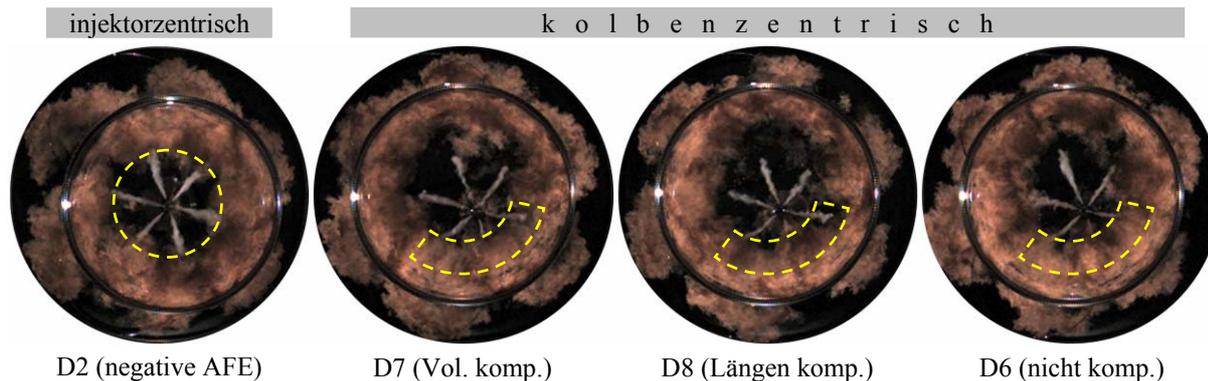
**Abbildung 5-25:** AGR-Schleifen (Ruß/NO<sub>x</sub>-Trade-Off) der Düsen D2 (injektorzentrisch) und D7 (kolbenzentrisch) mit und ohne NE; in rot: Emissionen bei 40 % AGR; Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$ ,  $p_{rail} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-16,0 \text{ °KW/1 mg}$ , HE:  $-1,0 \text{ °KW/11,5 (10,5) mg}$ , NE:  $+14,0 \text{ °KW/1 mg}$  [Nöh09]

Sinnvollerweise sollte der Vergleich der Rußminderung nicht entlang einer zur Rußachse parallelen Geraden, sondern entlang der 1:10-Geraden erfolgen, da der Gesetzgeber beispielsweise bei der Abgasnorm Euro 4 die maximal zulässigen Emissionen von Ruß und NO<sub>x</sub> in dieses Verhältnis setzt. Die sich dann ergebenden Verbesserungen durch die Applikation der NE sind in Tabelle 5-3 aufgeführt:

**Tabelle 5-3:** Prozentuale Verbesserung im Ruß/NO<sub>x</sub>-Trade-Off entlang der 1:10-Geraden für Düse D2 (negative AFE) an der injektorzentrisch im Vergleich zu D6, D7 und D8 an der kolbenzentrisch positionierten  $\omega$ -Mulde

Düse	injektorzentrisch	kolbenzentrisch, Bogenauslegung		
	D2 (negative AFE)	D7 (Vol. komp.)	D8 (Längen komp.)	D6 (nicht komp.)
Verbesserung durch NE (jeweils auf sich selbst bezogen)	-41,2 %	-21,1 %	-22,6 %	-23,0 %

Es fällt direkt auf, dass das Emissionsminderungspotenzial durch die Applikation der NE im Fall der injektorzentrisch positionierten Mulde um bis zu Faktor 2 größer ausfällt. Die Gründe liefert eine Betrachtung der REL-Aufnahmen während der voll ausgebildeten Nacheinspritzung:



**Abbildung 5-26:** REL-Aufnahmen mit Nacheinspritzung zum Zeitpunkt der maximalen Eindringtiefe der Flüssigphase (+19,0 °KW) während der NE; Betriebspunkt:  $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 6,0 \text{ bar}$ , 40 % AGR,  $p_{rail} = 700 \text{ bar}$ , VE:  $-16,0 \text{ °KW/1 mg}$ , HE:  $-1,0 \text{ °KW/10,5 mg}$ , NE:  $+14,0 \text{ °KW/1 mg}$

Bereits weiter vorne wurde gesagt, dass die Verwehung von Kraftstoff, insbesondere von flüssigen Tröpfchen in bereits gezündete und brennende Bereiche zu einer Erhöhung der Rußemissionen führt. Nur geschieht dies hier nicht durch eine Bewegung mit der Drallströmung, also nicht durch den schon zitierten Overswirl [Her95], [Uhl04]. Obgleich bei der vorliegenden Betrachtung Verwehungseffekte nicht Gegenstand der Überlegung sind, ist der Mechanismus ähnlich. In diesem Zusammenhang tritt am Bild der Düse D2 kombiniert mit der injektorzentrischen Muldenposition hervor, dass gerade wegen dieser Muldenposition die flüssigen Einspritzstrahlen der NE die ausgebildeten Flammenbereiche allenfalls tangieren. Ein gänzlich anderes Bild ergibt sich bei allen auf gleiche Bogenlängen ausgelegten Düsen für die kolbenzentrische Muldenposition: Die drei Strahlen S2, S3 und S4 dringen immer weit in die ausgebildete Flamme ein und verhindern damit eine wirksamere Reduzierung der Rußemissionen durch die NE, indem in dieser Brennraumhälfte große Mengen neuen Rußes gebildet werden, die anschließend wegen sinkenden Temperaturen mit fortschreitendem Zyklus nicht mehr aufoxidiert werden können. Die anderen drei Strahlen treffen dagegen in überwiegend flammenfreies Gebiet und enden teilweise sogar weit davor. Die Einteilung in S2 und S3 für kurze freie Weglängen, S1 und S4 für mittlere freie Weglängen und S5 und S6 für lange freie Weglängen hat hier keinen Bestand, da sich die Flammengebiete ausdehnen und eine Bewegung mit der Drallströmung stattgefunden hat, bevor die NE abgesetzt wird. Auch Verringerungen der Strahlaufbruchlängen und der Eindringtiefen bei D8 oder Verringerungen der Lochdurchflüsse bei D7 im Bereich von S2 und S3 sind hier kaum hilfreich, da auch eine symmetrische Verbrennung in der Mulde nach der HE aufgrund der kolbenzentrischen Muldenposition immer in die Nähe der nicht kolbenzentrischen Einspritzdüse reichen wird.

Die Untersuchungen mit der  $\omega$ -Mulde fanden nur in der injektorzentrischen und kolbenzentrischen Position statt. Wie gezeigt wurde, ergeben sich bei der Applikation einer NE zur innermotorischen Rußabsenkung bei der kolbenzentrischen im Vergleich zur injektorzentrischen Muldenposition deutliche Effizienz Nachteile. Dennoch ist zu erwarten, dass diese Nachteile bei Zwischenpositionen entsprechend geringer ausfallen.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Nicht nur vor dem Hintergrund der aktuellen negativen wirtschaftlichen Entwicklungen in Europa und den USA, sondern auch wegen den wachsenden Märkten in Ländern mit einem niedrigeren Entwicklungsstand, steigt die Nachfrage nach kleineren Fahrzeugen und Fahrzeugen aus dem niedrigen Preissegment. Bei diesen rückt zunehmend auch der Kostenaspekt bei der Antriebstechnik in den Mittelpunkt. Gleichzeitig steigt der Anspruch nach attraktiven Fahrleistungen, ohne jedoch einen inakzeptabel hohen Verbrauch und damit verbunden hohe CO<sub>2</sub>-Emissionen in Kauf nehmen zu wollen. Dabei handelt es sich eigentlich um Anforderungen, für die gerade der Dieselmotor prädestiniert ist, wären da nicht die Kosten, die insbesondere bei den zumeist eingesetzten 4-Ventil-Ausführungen für die genannten Anwendungen zu hoch sind. Dies macht die merklich preisgünstigeren 2-Ventil-Varianten wieder interessant, die jedoch wegen der konstruktiv bedingten Schrägstellung des Injektors und seiner außermitigen Positionierung konzeptbedingte Nachteile aufweisen. Negative Auswirkungen auf die Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung und schließlich auf die Emissionen sind in der Regel die Folge.

Um ein besseres Verständnis dieser komplexen Vorgänge, mit dem Ziel einer Optimierung des Brennverfahrens, zu erhalten, wurde ein derartiges Aggregat als Transparentmotor aufgebaut. Messtechnisch kamen für Gemischbildungsuntersuchungen ein kombinierter Aufbau aus Mie-Streulicht und laserinduzierter Fluoreszenz zum Einsatz, der in ähnlicher Weise aus Arbeiten wie [Hen06], [Rie04] oder [Uhl04] bekannt ist. Da das Mie-Streulicht die Flüssigphase und die laserinduzierte Fluoreszenz die Flüssig- und Dampfphase des eingespritzten Kraftstoffs visualisiert, wurde ein bildverarbeitender Algorithmus implementiert, der die Rekombination der beiden Signale in ein Bild ermöglicht. Der Hauptvorteil liegt in der besseren Interpretierbarkeit, wenn beide Phasen auf einem Bild in unterschiedlichen Farben sichtbar sind. Für Verbrennungsuntersuchungen wurden zunächst die etablierten Hochgeschwindigkeitsaufnahmen des Rußeigenleuchtens herangezogen. Diese Messtechnik wurde systematisch dahingehend erweitert, dass die Flüssigphase bereits vor dem Einsetzen des Rußeigenleuchtens sichtbar gemacht wird. Sowohl für die Gemischbildungsuntersuchungen als auch für das Rußeigenleuchten wurden zwei weitere bildverarbeitende Algorithmen entwickelt und implementiert, die es ermöglichen, bestimmte Qualitätsaspekte der Gemischaufbereitung und Verbrennung vor dem motorischen Hintergrund durch Kennzahlen objektiver zu bewerten. Diese für die Analyse transparentmotorischer Messungen völlig neuartigen Auswerterroutinen errechnen zunächst aus den Bildern Signalverläufe und werten diese anschließend mittels mathematischer Methoden aus. Das Ergebnis ist einerseits die tangentiale Güte, also eine Kennzahl für die Gleichverteilung der Brennraumsignale über dem Muldenumfang und andererseits die radiale Güte, die darüber Aufschluss gibt, wie gleichmäßig die Signalverteilung vom Muldenzentrum zum -rand ist. Da das Rußeigenleuchten nicht nur von den lokalen Rußkonzentratio-

nen, sondern auch stark von den thermodynamischen Randbedingungen abhängt und es außerdem integral über den Brennraum ermittelt wird, wurde die laserinduzierte Inkandeszenz für den Einsatz am Transparentmotor adaptiert und erfolgreich angewendet. Nach Kenntnisstand des Autors erfolgte dies erstmals an einem Dieselmotor mit Realkolbengeometrie. Sie ermöglicht von den thermodynamischen Randbedingungen weitgehend unabhängige Messungen der Rußkonzentrationen in diskreten Ebenen. Darüber hinaus besteht prinzipiell die Möglichkeit einer Absolutkalibrierung, die aber wegen der hohen dieseltypischen Drücke und Rußdichten nicht möglich war. Dennoch erwies sich diese Messtechnik als ein wertvolles Instrument zur Analyse innermotorischer Verbrennungsvorgänge. Zu den bildgebenden Messtechniken konnte gleichzeitig für alle am Transparentmotor durchgeführten Untersuchungen auf die Messergebnisse eines typgleichen Einzylinder-Emissionsmotors zurückgegriffen werden [Nöh09]. Dabei fanden nicht nur die optischen Interpretationen der transparentmotorischen Messergebnisse, sondern auch die errechneten Kennzahlen tendenziell ihre Bestätigung.

Motorisch umfasste die Untersuchung eine Variation der Muldenposition und der Muldengeometrie in Kombination mit verschiedenen Einspritzdüsenauslegungen bei unterschiedlichen Betriebspunkten und Einspritzstrategien. Die Herstellung dieser neuartigen und innovativen Einspritzdüsen ist teilweise nur durch verbesserte Fertigungsverfahren möglich, was aber die spezielle Anpassung an die sich aus dem 2-Ventil-Konzept ergebenden Anforderungen ermöglicht. Dadurch kann eine Vielzahl an Strategien zur Umgehung der typischen 2V-Nachteile implementiert werden, von denen die vielversprechendsten im Rahmen dieser Arbeit untersucht wurden. Viele dieser Strategien beruhen darauf, dass die Spritzlöcher der Düse unabhängig voneinander ausgelegt und an den lokalen, für jedes Spritzloch unterschiedlichen Gegebenheiten des Brennraums optimiert werden.

Den Ausgangspunkt bildete ein Kolben mit klassischer  $\omega$ -Mulde, die aber weit entfernt vom Kolbenzentrum direkt unter den Injektor bzw. die Einspritzdüse versetzt wurde. Der Vorteil liegt in symmetrischen Verhältnissen und gleichen freien Längen für jeden Einspritzstrahl in der Mulde, ähnlich einem 4-Ventil-Motor. Erkauft wird dies über unterschiedlich große Quetschflächen und damit Quetschströmungen. Ob und in welche Richtung eine Kompensation dieses Einflusses erfolgen muss, wurde anhand dreier Einspritzdüsen mit einer positiven, negativen und waagerechten Verkippung der Auftreffebene betrachtet. Es zeigte sich, dass eine Kompensation der asymmetrischen Quetschströmung möglich, aber auf Grund von nur geringem Einfluss nicht unbedingt erforderlich erscheint, da die Flüssigphase der Einspritzung praktisch keine und die Dampfphase nur eine geringe Ablenkung durch die Quetschströmung erfährt. Begleitende 3D-CFD-Simulationen bestätigten dies: Zunächst scheint es zwar zu einer merklichen Asymmetrie der Strömungsverhältnisse zu kommen, aber das Einsetzen der Kraftstoffeinspritzung führt wegen des deutlich höheren Impulses des Kraftstoffstrahls im Vergleich zur Luft zu einer Neuordnung der Strömungsverhältnisse in der Mulde. Passend dazu sind die Unterschiede zwischen den Düsenvarianten bei den optisch ermittelten Ergebnissen und bei den Emissionen recht gering. Dennoch konnten für die hier untersuchten Betriebspunkte und -strategien bei Verwendung der Düse mit der negativen Auftreffebene geringfügige Verbesserungen der Verteilung des Kraftstoffs und des Rußes ermit-

telt werden, die sich auch andeutungsweise in den Emissionswerten zeigten. Dies mag beispielsweise bei anderen Einspritzstrategien durchaus anders ausfallen, weshalb „keine Kompensation“ in Form einer waagerechten Auftreffebene wahrscheinlich den besten Kompromiss darstellt, obgleich zunehmende Lasten und Abgasrückführraten ohnehin zur weiteren Nivellierung der Unterschiede führen. Hingegen sind Maßnahmen wie die Strömungsoptimierung der Düseninnenströmung durch geeignete hydroerosive Verrundung und Konizitäten zum Erreichen einer hohen Strahlsymmetrie unerlässlich. Da wegen der Injektorschrägstellung zur Realisierung vollkommen oder annähernd waagerechter Auftreffebenen unterschiedliche Spritzlochhöhenwinkel erforderlich werden, stellt sich eine asymmetrische Düseninnenströmung ein. Gerade deshalb sind über das übliche Maß hinaus Sekundärbewegungen der Düsennadel mit ihren negativen Auswirkungen zu erwarten. Diese unerwünschten Nadelde-sachsierungen wurden bei allen in dieser Arbeit eingesetzten Einspritzdüsen mit einer Ausnahme durch spezielle Maßnahmen auf ein Minimum reduziert. Die Auswertung des Vergleichs ergab einen eindeutigen Vorteil für die optimierte Variante, insbesondere während der Öffnungs- und Schließvorgänge. Dies gilt einerseits für die generelle Symmetrie zwischen den einzelnen Einspritzstrahlen und andererseits für die Stabilität von Schuss zu Schuss bei aufeinander folgenden Arbeitsspielen. Letzteres wurde anhand weiterer Bildberechnungen auf Basis von Mie-Streulicht, laserinduzierter Fluoreszenz und Rußeigenleuchten ermittelt. Auch diese Methode, die pixelweise Standardabweichungen und anschließend für integrale Vergleiche die bildgemittelte Standardabweichung errechnet, ist neu für die Auswertung transparentmotorischen Bildmaterials. Insgesamt ergab die injektorzentrische  $\omega$ -Mulde sowohl bei der qualitativen Interpretation des optischen Bildmaterials, bei den hieraus errechneten Kennzahlen und bei den Emissionsmessungen die besten Resultate. Jedoch ist es wegen der einseitigen thermischen Belastung des Kolbenrandes oder wegen konstruktiven Randbedingungen für Serienanwendungen nur selten möglich, die Mulde so weit außermittig zu platzieren.

Aus diesem Grund wurde im nächsten Schritt die identische  $\omega$ -Mulde an einem weiteren Kolben direkt im Zentrum platziert. Dies bewirkt symmetrische Quetschflächen und thermische Belastungen, allerdings auch einen relativ großen Versatz zwischen Muldenzentrum und Einspritzdüse. Erfüllten die Einspritzdüsenauslegungen für die injektorzentrische  $\omega$ -Mulde noch gleichzeitig die Kriterien der gleichen Flächen, gleichen Volumina und gleichen Bogenlängen am Muldenrand, so kann nun nur noch eines dieser Ziele direkt verfolgt werden. Jedoch zeigten die Auslegungen auf gleiche Flächen und gleiche Volumina nicht die erwarteten guten Resultate. Ursächlich ist die starke Nähe mancher benachbarter Einspritzstrahlen zueinander, wodurch in Folge von Verwehungseffekten eine zu starke Rußbildung mit anschließend unzureichendem Rußabbrand einhergeht. Ein deutlich besseres Verhalten zeigte die Auslegung auf gleiche Bogenlängen am Muldenrand, da sich herausstellte, dass die relevantesten Gemischbildungs- und Verbrennungseffekte entlang der Muldenwand ablaufen. Da bei dieser Auslegung jedem Strahl unterschiedlich große Volumina und wie bei allen Düsen für die kolbenzentrische Positionierung auch unterschiedliche freie Weglängen zur Verfügung stehen, wurden durch deren Kompensation weitere Verbesserungen angestrebt. Die Anpassung der Volumina erfolgte durch lochselektiv gewählte Durchmesser und damit Durchflüsse,

die der freien Weglängen mittels lochselektiver Konizitäten. Verbesserungen blieben in beiden Fällen jedoch aus, wofür die Gründe aber identifiziert werden konnten. Es zeigte sich also, dass bei Vorhandensein eines Versatzes zwischen Mulde und Düse eine Strahlauslegung auf gleiche Bogenlängen am Muldenrand ohne weitere Kompensationsmaßnahmen die besten Eigenschaften erzielt. Trotz des hier vorliegenden großen Versatzes ergab sich bei einer Einspritzstrategie aus Vor- und Haupteinspritzung ein ähnlich gutes Verhalten wie bei der injektorzentrischen Variante, sowohl auf den optischen Aufnahmen als auch bei den errechneten Kennzahlen und bei den Emissionen. Dies verändert sich jedoch bei Applikation einer Nacheinspritzung, da es dann durch den Versatz zu einem einseitigen Kontakt von eingespritzter Flüssigphase mit ausgebildeten Flammenbereichen kommt. Das Rußminderungspotenzial ist daher bei dieser Positionierung geringer als bei der injektorzentrischen.

Abschließend wurde ein Kolben mit einer neuartigen offenen w-Mulde zum Einsatz gebracht. Derartige Muldengeometrien sind bei modernen Motoren immer häufiger anzutreffen, da sie unter anderem leichter zu fertigen sind und geringere Toleranzanforderungen an den Kuppenvorstand, den Höhenwinkel der Spritzlöcher und den Abstand im oberen Totpunkt stellen. Positioniert war diese Mulde nun in einer für Serieneinsätze tauglichen Zwischenposition. Wegen der vorher gewonnenen Erkenntnisse lag der Düse wiederum eine Auslegung auf gleiche Bogenlängen ohne weitere Kompensationen zu Grunde. Die Ergebnisse waren bei niedrigen und mittleren Lasten auf ähnlich gutem Niveau. Bei höheren Lasten setzte jedoch eine Verschlechterung ein, da die geraden Wände eine ungünstigere Umlenkung der Kraftstoffdampf Wolke als eine  $\omega$ -Geometrie bieten und dadurch die Luftausnutzung hin zur Muldenmitte viel schlechter ausfällt. Es kommt also zu einer Überfettung am Muldenrandbereich.

Die Qualität der Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung, die sich durch die Umsetzung der gewonnenen Erkenntnisse in Summe ergibt, ist also für 2-Ventil-Motoren weit überdurchschnittlich. Die vorgestellten Messergebnisse zeigen daher eindrucksvoll, dass es möglich ist, mit 2-Ventil-Technik ein extrem hohes motorisches Potenzial mit einem attraktiven Kosten-/Nutzenverhältnis im Vergleich zu 4-Ventil-Aggregaten zu erreichen. Denn das 2-Ventil-Konzept hat in diesem Zusammenhang gezeigt, dass es das Potenzial zur innermotorischen Emissionssenkung besitzt, um auch zukünftige Abgas- und Verbrauchsgrenzwerte einzuhalten, indem die Mulde so nahe wie möglich unter dem Injektor positioniert und mit einer Düsenauslegung auf gleiche Bogenlängen am Muldenrand kombiniert wird. Moderne Düsenkonzepte bezüglich Konizitäten, hydroerosiver Verrundung und minimaler Nadeldesachsierung werden dabei vorausgesetzt.

Die Optimierung des Brennverfahrens für 2-Ventil-Dieselmotoren muss damit jedoch keinesfalls an ihrem Ende angelangt sein. Für weitere Verbesserungen müssten detailliertere Informationen über das Strömungsfeld in einem derartigen Aggregat ermittelt werden, als es durch den Einsatz der 3D-CFD im Rahmen dieser Arbeit geschehen konnte. Simulativ müsste dies unter Berücksichtigung der Realgeometrie der Ladungswechselkanäle und -organe erfolgen. Messtechnisch könnte hierzu die Particle-Image-Velocimetry an einem an ihre Anforderungen angepassten Transparentmotor ihren Beitrag leisten.

## 7 Literatur- und Quellenverzeichnis

- [Abt97] ABTHOFF, J.; DUVINAGE, F.; PISCHINGER, S.; WEBER, S.: *The Potential of Small DI-Diesel Engines with 250 cm<sup>3</sup>/Cylinder for Passenger Car Drive Trains*. SAE Technical Paper 970838, 1997
- [Alk89] ALKEMADE, V.; HOMANN, K. H.: *Formation of C<sub>6</sub>H<sub>6</sub> isomers by recombination of propynyl in the system sodium vapour/propynylhalide*. In: *Z. Phys. Chem. N. F.*, Vol. 161, p. 19, 1989
- [Ant99] ANTONI, C.: *Untersuchung der Verbrennung im direkteinspritzenden Dieselmotor mit zyklusaufgelöster Emissionsspektroskopie*. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 409, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 1999
- [Axe00] AXELSSON, B.; COLLIN, R.; BENGTTSSON, P.-E.: *Laser-induced incandescence for soot particle size measurements in premixed flat flames*. In: *Applied Optics*, Vol. 39, No. 21, pp. 3683-3690, 2000
- [Bar04] BARGENDE, M.; GREINER, R.: *Verbrennungsmotoren*. Vorlesungsmanuskript, Universität Stuttgart, Wintersemester 2004/2005
- [Bar05] BARANGER, P.; ORAIN, M.; GRISCH, F.: *Fluorescence Spectroscopy of Kerosene Vapour: Application to Gas Turbines*. AIAA Paper 2005-828, 43<sup>rd</sup> AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, USA, 2005
- [Bec03] BECK, H. A.: *Anwendung der Photoakustischen Spektroskopie in der Prozess- und Umweltanalytik*. Dissertation, Technische Universität München, 2003
- [Ben00] BENDAT, J. S.; PIERSOL, A. G.: *Random Data – Analysis and Measurement Procedures*. 3<sup>rd</sup> Edition, John Wiley & Sons Inc., New York, 2000
- [Ben95] BENGTTSSON, P.-E.; ALDÉN, M.: *Soot-visualization strategies using laser techniques*. In: *Applied Physics B – Lasers and Optics*, Vol. 60, No. 1, pp. 51-59, 1995
- [Bit03] BITTLINGER, G.; HEINOLD, O.; HERTLEIN, D.; KUNZ, T.; WEBERBAUER, F.: *Die Einspritzdüsenkonfiguration als Mittel zur gezielten Beeinflussung der motorischen Gemischbildung und Verbrennung*. Motorische Verbrennung – Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze, Haus der Technik, München, 2003
- [Boc94] BOCKHORN, H.: *Soot Formation in Combustion: Mechanisms and Models*. Springer Verlag, Berlin, 1994

- [Bog97] BOGGS, D. L.; BELAIRE, R. C.; BARTUNEK, B.; DÜRNHOLZ, M.; ECKER, H.-J.: *A Small Displacement DI Diesel Engine Concept for High Fuel Economy Vehicles*. SAE Technical Paper, 1997
- [Bos03] BOSCH: *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. 25. Auflage, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2003
- [Bos04] BOSCH: *Dieselmotor-Management*. 4. Auflage, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2004
- [Bos99] BOSCH: *Common Rail – Injection System (1<sup>st</sup> Generation) for Passenger Car and Light Duty Commercial Vehicle Diesel Engines*. Interne Unterlagen, Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 1999
- [Bow61] BOWDITCH, F. W.: *A New Tool for Combustion Research – A Quartz Piston Engine*. In: SAE Transactions, Vol. 69, pp. 17-23, 1961
- [Bow92] BOWMAN, C. T.: *Control of Combustion-Generated Nitric Oxide Emissions: Technology Driven by Regulation*. In: Proc. Combust. Inst., Vol. 24, pp. 859-878, 1992
- [Bre88] BREHOB, D. D.; KITTELSON, D. B.: *A Review of CI Engine In-Cylinder Diagnostics for the Investigation of Soot Loading, Chemical Composition and Temperature*. SAE Technical Paper 880515, 1988
- [Bru05] BRUNEAUX, G.: *Mixing Process in High Pressure Diesel Jets by Normalized Laser Induced Exciplex Fluorescence – Part II: Wall Impinging Versus Free Jet*. SAE Technical Paper 2005-01-2097, 2005
- [Cas96] CASE, M. E.; HOFELDT, D. L.: *Soot mass concentration measurements in diesel engine exhaust using laser-induced incandescence*. In: Aerosol Science and Technology, Vol. 25, No. 1, pp. 46-60, 1996
- [Cor92] CORREA, S. M.: *A Review of NO<sub>x</sub> Formation under Gas-Turbine Combustion Conditions*. In: Combustion Science and Technology, Vol. 87, pp. 329-362, 1992
- [Dat93] DATE, K.; NOBECHI, H.; KANO H.; KATO M.: *Experimental Analysis on Fuel Flow Characteristics in the Nozzle for Direct Injection Engines*. SAE Technical Paper 931002, 1993
- [Dec91] DEC, J. E.; ZUR LOYE, A. O.; SIEBERS, D. L.: *Soot Distribution in a D. I. Diesel Engine Using 2-D Laser-Induced Incandescence Imaging*. SAE Technical Paper 910224, 1991
- [Dec97] DEC, J. E.: *A conceptual model of DI diesel combustion based on laser-sheet imaging*. SAE Technical Paper 970873, 1997

- 
- [Don98] DONALDSON, K.; LI, X. Y.; MACNEE, W.: *Ultrafine (nanometre) Particle Mediated Lung Injury*. In: *Journal of Aerosol Science*, Vol. 29, No. 5, pp. 553-560, 1998
- [Dre03] DREIZLER, A.: *Laser*. Vorlesungsunterlagen, Fachgebiet Energie- und Kraftwerkstechnik, Technische Universität Darmstadt, 2003
- [Eck77] ECKBRETH, A. C.: *Effects of laser-modulated particulate incandescence on Raman scattering diagnostics*. In: *Journal of Applied Physics*, Vol. 48, No. 11, pp. 4473-4479, 1977
- [Egg95] EGGER, K.; REISENBICHLER, P.; LEONHARD, R.: *Common Rail Einspritzsystem für Dieselmotoren – Analyse, Potential, Zukunft*. In: *Automobil Revue*, Nr. 14, S. 30-32, 1995
- [Esp93] ESPEY, C.; DEC, J. E.: *Diesel Engine Combustion Studies in a Newly Designed Optical-Access Engine Using High Speed Visualization and 2-D Laser Imaging*. SAE Technical Paper 930971, 1993
- [Eur07] EUROPÄISCHE UNION: *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 Fahrzeuge*. In: *Amtsblatt der Europäischen Union*, Nr. L 171, S. 1-16, 2007
- [Fal01] FALBE, J.; REGITZ, M.: *Lexikon Chemie*. 9. Auflage, Thieme Chemistry, Stuttgart, 2001
- [Fet02] FETTES, C.; SCHMID, M.; LEIPERTZ, A.: *Analyse von Parametervariationen an einem PKW-Common-Rail-Motor mittels simultaner Visualisierung von Einspritzung, Verdampfung und Verbrennung*. 5. Internationales Symposium für Verbrennungsdagnostik, Baden-Baden, 2002
- [Fis05] FISSENEWERT, U.: *Laserspektroskopische Untersuchungen zur Stickoxid-Bildung an einem optisch zugänglichen Viertakt-Ottomotor mit Direkteinspritzung*. Dissertation, Technische Universität Berlin, 2005
- [Fre90] FRENKLACH, M.; WANG, H.: *Detailed Modeling of Soot Particle Nucleation and Growth*. In: *Proc. Combust. Inst.*, Vol. 23, pp. 1559-1566, 1990
- [Fun01] FUNK, A.: *Untersuchung des SNR-Verfahrens am Dieselmotor*. Dissertation, Universität Hannover, 2001
- [Gay74] GAYDON, A.: *The Spectroscopy of Flames*. Chapman and Hall, London, 1974

- [Gla08] GLASSMAN, I.; YETTER, R. A.: *Combustion*. 4. Auflage, Academic Press, San Diego, 2008
- [Had06] HADLER, J.; ENGLER, H.-J.; STAMM, M.; SCHELIGA, W.: *Der neue 1,4l 59 kW Dreizylinder TDI: Innovativer Antrieb des Polo BlueMotion*. 15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik, Aachen, 2006
- [Hal90] HALE, S. J.; MELTON, L. A.: *Absolute Quantum Yields for Exciplex Fluorescence*. In: *Applied Spectroscopy*, Vol. 44, No. 1, pp. 101-105, 1990
- [Har02] HARNDORF, H.; BITTLINGER, G.; DREWES, V.; KUNZI, U.: *Analyse düsenseitiger Maßnahmen zur Beeinflussung von Gemischbildung und Verbrennung heutiger und zukünftiger Diesel-Brennverfahren*. 5. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2002
- [Has98] HASEGAWA, T.; MATSUI, K.; IWASAKI, T.; KOBAYASHI, T.; MATSUMOTO, Y.: *Injection Characteristics and Spray Features of the Variable Orifice Nozzle (VON) for Direct Injection Diesel Engines*. SAE Technical Paper 980807, 1998
- [Hei97] HEISLER, H.: *Vehicle and Engine Technology*. 2. Auflage, Butterworth-Heinemann, Oxford, 2002
- [Hen06] HENLE, A.: *Entkopplung von Gemischbildung und Verbrennung bei einem Dieselmotor*. Dissertation, Technische Universität München, 2006
- [Hen95] HENTSCHEL, W.; RICHTER, J. U.: *Time-Resolved Analysis of Soot Formation and Oxidation in a Direct-Injection Diesel Engine for Different EGR-Rates by Extinction Method*. SAE Technical Paper 952517, 1995
- [Her04] HERR, A.: *Thermische Zersetzung von Festharstoff für mobile SCR-Katalysatoranwendungen*. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2004
- [Her95] HERRMANN, H.-O.: *Grundsatzuntersuchungen an einem 4-Ventil direkteinspritzenden PKW-Dieselmotor*. Dissertation, RWTH Aachen, 1995
- [Hey88] HEYWOOD, J. B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, 1988
- [Hin99] HINDS, W. C.: *Aerosol Technology – Properties, Behavior and Measurement of Airborne Particles*. 2<sup>nd</sup> Edition, John Wiley & Sons Inc., New York, 1999
- [Iiy92] IYAMA, A.; MATSUMOTO, Y.; KAWAMOTO, K.; OHISHI, T.: *Spray Formation Improvement of VCO Nozzle for DI Diesel Smoke Reduction*. IMechE Seminar Diesel Fuel Injection System, 1992

- 
- [Ish94] ISHIWATA, H.; LI, X.; YOSHIKAWA, H.; KITAHARA, N.: *Recent Progress in Rate Shaping Technology for Diesel In-Line Pumps*. SAE Technical Paper 940194, 1994
- [Ish99] ISHIKAWA, N.; ZHANG, L.: *Characteristics of Air-Entrainment in a Diesel Spray*. SAE Technical Paper 1999-01-0522, 1999
- [Jac02] JACOBSON, M. Z.: *Control of fossil-fuel particulate black carbon and organic matter, possibly the most effective method of slowing global warming*. In: *Journal of Geophysical Research*, Vol. 107, No. D19, p. 4410, 2002
- [Joh85] JOHNS, R. J. R.: *The Effect of Piston Bowl Offset on the Compression-Induced Air Motion in Direct Injection Diesel Engine Combustion Chambers*. International Symposium on Diagnostics and Modelling of Combustion in Reciprocating Engines, COMODIA 85, Tokyo, 1985
- [Jos93] Jost, K.: *Future Engine Emission Regulations*. Off-Highway Engineering, 1993
- [Kam96] 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*. SAE Technical Paper 960867, 1996
- [Kha92] KHAIR, M. K.: *Progress in Diesel Engine Emissions Control*. ASME Paper 92-ICE-14, 1992
- [Kha93] KHAIR, M. K.: *Diesel Engine Technology*. SAE Seminar, 1993
- [Kil02] KILIAN, U.; WEBER, C.: *Lexikon der Physik*. Spektrum akademischer Verlag, 2002
- [Kit99] KITTELSON, D. B.; ARNOLD, M.; WATTS, W. F.: *Review of Diesel Particulate Matter Sampling Methods*. Final Report, University of Minnesota, 1999
- [Kli96] KLINGENBERG, H.: *Automobile Exhaust Emission Testing: Measurement of Regulated and Unregulated Exhaust Gas Components, Exhaust Emission Tests*. Springer Verlag, Berlin, 1996
- [Kne08] KNEUBÜHL, F. K.; SIGRIST, M. W.: *Laser*. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2008
- [Kob05] KOBAN, W.; KOCH, J. D.; HANSON, R. K.; SCHULZ, C.: *Oxygen quenching of toluene fluorescence at elevated temperatures*. In: *Applied Physics B – Lasers and Optics*, No. 80, pp. 777-784, 2005

- [Koy99] KOYANAGI, R.; MALY, R.; ÖING, H.; RENNER, G.: *Optimizing Common-Rail- Injection by Optical Diagnostics in a Transparent Production Type Diesel Engine*. SAE Technical Paper 1999-01-3646, 1999
- [Kož04] KOŽUCH, P.: *Ein phänomenologisches Modell zur kombinierten Stickoxid- und Rußberechnung bei direkteinspritzenden Dieselmotoren*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2004
- [Kra07] KRAFTFAHRT-BUNDESAMT: *Statistische Mitteilungen – Fahrzeugneuzulassungen nach Größenklassen I 2006*. Flensburg, 2007
- [Kra08] KRAFTFAHRT-BUNDESAMT: *Statistische Mitteilungen – Fahrzeugbestand und -neuzulassungen nach Emissionen und Kraftstoffen 2007*. Flensburg, 2008
- [Krü96] KRÜGER, M.: *Analyse von Dieselpartikeln nach Abgaspartikelfilter bzw. Oxidationskatalysator im Hinblick auf Wirkungsrelevante Kenngrößen*. FVV-Vorhaben Nr. 595, Abschlussbericht, Heft 640, 1996
- [Kub01] KUBACH, H.; MAYER, K.; SPICHER, U.: *Untersuchungen zur Realisierung einer rußarmen Verbrennung bei Benzin-Direkteinspritzung*. Universität Karlsruhe, 2001
- [Kul03] KULL, E.: *Einfluss der Geometrie des Spritzlochs von Dieseleinspritzdüsen auf das Einspritzverhalten*. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 2003
- [Lac05] LACROIX, A.: *Untersuchung eines Harnstoff-SCR-Systems zur Stickoxidminderung im Diesel-PKW-Praxiseinsatz*. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2005
- [Lam98] LAMBDA PHYSIK: *User Manual COMPex 100/200/300 Series*. Göttingen, 1998
- [Lav70] LAVOIE, G. A.; HEYWOOD, J. B.; KECK J.: *Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines*. In: *Combustion Science and Technology*, Vol. 1, pp. 313-326, 1970
- [Lee90] LEE, W.; SOLBRIG, C. E.; LITZINGER, T. A.; SANTORO, R. J.; SANTAVICCA, D. A.: *Planar Laser Light Scattering for the In-Cylinder Study of Soot in a Diesel Engine*. SAE Technical Paper 902125, 1990
- [Lef89] LEFEBVRE, A. H.: *Atomization and Sprays*. Taylor & Francis, New York, 1989
- [Lei08] LEICK, P.: *Quantitative Untersuchungen zum Einfluss von Düsengeometrie und Gasdichte auf den Primärzerfallsbereich von Dieselsprays*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2008

- 
- [Lie05] LIEBSCH, S.: *Katalytische Partikeloxidation im Kontext von Harnstoff-SCR und Partikelkonfektionierung*. Dissertation, Technische Universität Dresden, 2005
- [Liu02] LIU, Z.; GUI, X.: *Investigation of Effects of Piston Bowl and Fuel Injector Offsets on Combustion and Emissions in D. I. Diesel Engines*. SAE Technical Paper 2002-01-1748, 2002
- [Mad08] MADERTHANER, K.; KOŽUCH, P.: *Brennverfahrensentwicklung zur Erfüllung zukünftiger Emissionsgrenzwerte an HD Dieselmotoren und Analyse der Wirkmechanismen bei heterogener und homogener Prozessführung*. 8. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2008
- [Mad25] MADER, O.: *Weiterentwicklung des Junkers-Doppelkolbenmotors in den Junkerswerken, Dessau*. In: Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure, Band 69, Nummer 44, 1925
- [Mal74] MALTE, P. C.; PRATT, D. T.: *Measurement of Atomic Oxygen and Nitrogen Oxides in Jet-Stirred Combustion*. In: Proc. Combust. Inst., Vol. 15, pp. 1061-1070, 1974
- [Mat07] MATTES, W.; NEFISCHER, P.; PRASCHAK, N.; STEINPARZER, F.: *Neuer zweistufig aufgeladener 4-Zylinder Dieselmotor von BMW*. 16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 2007
- [Mat82] MATSUI, Y.; KAMIMOTO, T.; MATSUOKA, S.: *Formation and Oxidation Processes of Soot Particulates in a D. I. Diesel Engine – An Experimental Study via the Two-Color Method*. SAE Technical Paper 820464, 1982
- [Mel84] MELTON, L. A.: *Soot diagnostics based on laser heating*. In: Applied Optics, Vol. 23, No. 13, pp. 2201-2208, 1984
- [Mer04] MERKER, G. P.; SCHWARZ, C.; STIESCH, G.; OTTO, F.: *Verbrennungsmotoren – Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*. 2. Auflage, Teubner Verlag, Wiesbaden, 2004
- [Mer99] MERKER, G. P.; STIESCH, G.: *Technische Verbrennung, Motorische Verbrennung*. 1. Auflage, Teubner Verlag, Stuttgart, Leipzig, 1999
- [Mic03] MICHELSEN, H. A.: *Understanding and predicting the temporal response of laser-induced incandescence from carbonaceous particles*. In: Journal of Chemical Physics, Vol. 118, No. 15, pp. 7012-7045, 2003
- [Mig08] MIGLIORINI, F.; DE IULIIS, S.; CIGNOLI, F.; ZIZAK, G.: *How “flat” is the rich pre-mixed flame produced by your McKenna burner?* In: Combustion and Flame, Vol. 153, pp. 384-393, 2008

- [Mor07] MORTIMER, C. E.; MÜLLER, U.: *Das Basiswissen der Chemie*. 9. Auflage, Thieme Verlag, Stuttgart, 2007
- [Mos89] MOSER, F. X.: *Kriterien und Potential der Vier-Ventil-Technik bei Nutzfahrzeug-Dieselmotoren*. In: MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jahrgang 50, Heft 6, S. 255-261, 1989
- [Mun03] MUNACK, A.; SCHRÖDER, O.; STEIN, H.; KRAHL, J.; BÜNGER, J.: *Systematische Untersuchungen der Emissionen aus der motorischen Verbrennung von RME, MKI und DK*. In: Landbauforschung Völkenrode Sonderheft 252, Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft (FAL), Braunschweig, 2003
- [Mül04] MÜLLER-STEINHAGEN, H.: *Wärme- und Stoffübertragung*. Vorlesungsmanuskript, Universität Stuttgart, Wintersemester 2004/2005
- [Neu92] NEUBER, H.-J.; ENDRES, H.; DÜRNHOLZ, M.: *Potential der Mehrventiltechnologie bei kleinen schnelllaufenden DI-Dieselmotoren*. 13. Internationales Wiener Motorsymposium, 1992
- [Ni95] NI, T.; PINSON, J. A.; GUPTA, S.; SANTORO, R. J.: *Two-dimensional imaging of soot volume fraction by the use of laser-induced incandescence*. In: Applied Optics, Vol. 43, No. 30, pp. 7083-7091, 1995
- [Nöh09] NÖHRE, C.: *Vorläufige Ergebnisse aus Untersuchungen für ein Dissertationsvorhaben*. Helmut-Schmidt-Universität, Universität der Bundeswehr Hamburg, 2009
- [Nuc99] NUCCIO, P.; TRUCCO, G.; GÄRTNER, U.: *Influence of Injection Pressure on the Performance of a DI Diesel Engine with a Common Rail Fuel Injection System*. SAE Technical Paper 1999-01-0193, 1999
- [Ohn36] VON OHNESORGE, W.: *Die Bildung von Tropfen an Düsen und die Auflösung flüssiger Strahlen*. In: Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik, Band 16, Heft 6, S. 355-358, 1936
- [Ohr05] OHRNBERGER, T.: *Konventioneller und synthetischer Dieselkraftstoff im NEFZ unter besonderer Berücksichtigung von Partikeln und neuen Partikelmesstechniken*. Diplomarbeit, Universität Stuttgart, 2005
- [Öin00] ÖING, H.: *Entwicklung eines neuen dieselmotorischen Injektorkonzepts für zukünftige Emissionsgrenzwerte*. Dissertation, Universität Hannover, 2000
- [Ois92] OISHI, Y.; MIURA, A.; HAMAZAKI, N.; WATANABE, Y.: *A Computational Study into the Effect of the Injection Nozzle Inclination Angle on the Flow Characteristics in Nozzle Holes*. SAE Technical Paper 920580, 1992

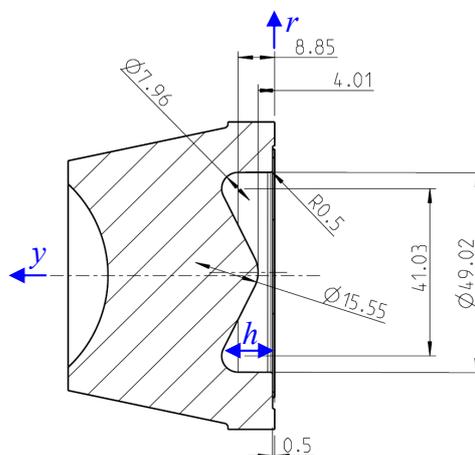
- 
- [Pau01] PAUER, T.: *Laseroptische Kammeruntersuchungen zur dieselmotorischen Hochdruckeinspritzung – Wirkkettenanalyse der Gemischbildung und Entflammung*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2001
- [Pet97] PETERS, A.; WICHMANN, H. E.; TUCH, T.; HEINRICH, J.; HEYDER, J.: *Respiratory Effects are Associated with Ultrafine Particles*. In: American Journal of Respiratory and Critical Care Medicine, Vol. 155, No. 4; pp. 1376-1383, 1997
- [Pic04] PICKETT, L. M.; SIEBERS, D. L.: *Soot in diesel fuel jets: effects of ambient temperature, ambient density and injection pressure*. In: Combustion and Flame, Vol. 138, pp. 114-135, 2004
- [Pis00] PISCHINGER, S.; PUNGS, A.; BÄCKER, H.; LEPPERHOFF, G.: *Analysis of the Particle Size Distribution in the Cylinder of a Common Rail DI Diesel Engine during Combustion and Expansion*. SAE Technical Paper 2000-01-1999, 2000
- [Pis02] PISCHINGER, R.; KLELL, M.; SAMS, T.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. 2. Auflage, Springer Verlag, Wien, 2002
- [Pit96] PITTERMANN, R.: *Untersuchung der dieselmotorischen Verbrennung mittels multi-spektraler Meßverfahren*. Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 1996
- [Pot00] POTZ, D.; CHRIST, W.; DITTUS, B.: *Diesel Nozzle – The Determining Interface between Injection System and Combustion Chamber*. Proc. Thiesel, Valencia, 2000
- [Pot97] POTZ, D.; DITTUS, B.: *Neue Möglichkeiten der Verbrennungsoptimierung durch hydroerosives Runden von Einspritzdüsen*. 2. Stuttgarter Symposium Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren, Stuttgart, 1997
- [Raa03] RAATZ, T.: *Untersuchungen zur homogenen Dieselerbrennung*. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2003
- [Raj99] RAJALINGAM, B. V.; FARRELL, P. V.: *The Effect of Injection Pressure on Air Entrainment into Transient Diesel Sprays*. SAE Technical Paper 1999-01-0523, 1999
- [Ray78] LORD RAYLEIGH (STRUTT, J. W.): *On the Instability of Jets*. In: Proc. London Math. Soc., Vol. 10, pp. 4-10, 1878
- [Rei78] REITZ, R. D.: *Atomization and Other Breakup Regimes of a Liquid Jet*. Ph.D. Thesis, Princeton University, 1978

- [Rie04] RIEDEL, T.: *Untersuchung einer homogenen Betriebsstrategie an einem optisch zugänglichen Einzylinder-Diesel-Forschungsmotor*. Diplomarbeit, Fachhochschule Esslingen, 2004
- [Roo89] ROOSEN, P.: *Entwicklung und Erprobung von Fluoreszenzmeßtechniken zur Dieselstrahlendiagnostik*. Dissertation, RWTH Aachen, 1989
- [Ros05] ROSSOW, B.; ORAIN, M.; GRISCH, F.: *Fluorescence Spectroscopy of Kerosene Vapour: Application to Gas Turbines*. 20<sup>th</sup> ILASS Europe, Orleans, France, 2005
- [Rot06] ROTHE, D.: *Physikalische und chemische Charakterisierung der Rußpartikelemission von Nutzfahrzeugdieselmotoren und Methoden zur Emissionsminderung*. Dissertation, Technische Universität München, 2006
- [Rud07] RUDOLPH F.; HADLER J.; ENGLER, H.-J.; RÖPKE S.: *Der neue 2,0l 4V TDI<sup>®</sup> mit Common-Rail – Moderne Dieselsechnologie von Volkswagen*. 16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 2007
- [Schn03] SCHNEIDER, B. M.: *Experimentelle Untersuchungen zur Spraystruktur in transienten, verdampfenden und nicht verdampfenden Brennstoffstrahlen unter Hochdruck*. Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 2003
- [Scho03] SCHORR, J.: *Entwicklung und Anwendung von Fluoreszenztracer-Verfahren für die lasergestützte, abbildende Spraydiagnostik*. Dissertation, Ruprecht-Karls-Universität, Heidelberg, 2003
- [Sch88] SCHEID, E.; XU, H.; REUTER, U.: *Orte der Selbstzündung bei der dieselmotorischen Einspritzung*. Kolloquium des Sonderforschungsbereichs 224 der RWTH Aachen, Motorische Verbrennung, 1988
- [Sch93] SCHNEIDER, W.; STÖCKLI, M.; LUTZ, T.; EBERLE, M.: *Hochdruckeinspritzung und Abgasrezirkulation im kleinen, schnellaufenden Dieselmotor mit direkter Einspritzung*. In: MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jahrgang 54, Heft 11, S. 588-599, 1993
- [Sch96] SCHEID, E.; DÜRNHOLZ, M.: *High Speed DI Diesel Engines for Commercial Vehicle and Passenger Car Applications*. SAE Congress, Beijing, China, 1996
- [Sen97] SENEAL, P. K.; ULUDOGAN, A.; REITZ, R. D.: *Development of Novel Direct-Injection Diesel Engine Combustion Chamber Designs using Computational Fluid Dynamics*. SAE Technical Paper 971594, 1997
- [Shi85] SHIMODA, M.; SHIGEMORI, M.; TSURUOKA S.: *Effect of Combustion Chamber Configuration on In-Cylinder Air Motion and Combustion Characteristics of D. I. Diesel Engine*. SAE Technical Paper 850070, 1985

- 
- [Sne99] Snelling, D. R.; Smallwood, G. J.; Sawchuk, R. A.; Neill, W. S.: *Particulate Matter Measurements in a Diesel Engine Exhaust by Laser-Induced Incandescence and the Standard Gravimetric Procedure*. SAE Technical Paper 1999-01-3653, 1999
- [Ste04] STEINPARZER, F.; STÜTZ, W.; KRATOCHWILL, H.; MATTES, W.: *Zweistufige Abgas-turboaufladung am BMW 3.0L Sechszylinder Dieselmotor*. 13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik, Aachen, 2004
- [Su95] 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*. SAE Technical Paper 952360, 1995
- [Tak94] TAKEDA, Y.; ISHIKAWA, N.; KOMORI, M.; TSUJIMURA, K.: *Diesel Combustion Improvement and Emissions Reduction Using VCO Nozzles with High Pressure Fuel Injection*. SAE Technical Paper 940899, 1994
- [The89] THEISSEN, M.: *Untersuchung zum Restgaseinfluß auf den Teillastbetrieb des Ottomotors*. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 1989
- [Uhl04] UHL, M.: *Simultane laseroptische Detektion der flüssigen und dampfförmigen Phase bei der Diesel Direkteinspritzung*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2004
- [Van03] VANHAELST, R.: *Optische und thermodynamische Methoden zur Untersuchung der teilhomogenen Dieselerbrennung*. Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2003
- [Van96] VANDER WAL, R. L.: *Laser-induced incandescence: detection issues*. In: Applied Optics, Vol. 35, No. 33, pp. 6548-6559, 1996
- [Wag79] WAGNER, H. G.: *Soot Formation in Combustion*. In: Proc. Combust. Inst, Vol. 17, p. 3, 1979
- [War01] WARNATZ, J.; MAAS, U.; DIBBLE, R. W.: *Verbrennung*. 3. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 2001
- [Wen06] WENZEL, S. P.: *Modellierung der Ruß- und NO<sub>x</sub>-Emissionen des Dieselmotors*. Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2006
- [Wie03] WIEDEMANN, J.: *Kraftfahrzeuge I*. Vorlesungsmanuskript, Universität Stuttgart, Wintersemester 2003/2004
- [Win04] WINTER, J.; DITTUS, B.; KERST, A.; MUCK, O.; SCHULZ, R.; VOGEL, A.: *Nozzle Hole Geometry – a Powerful Instrument for Advanced Spray Design*. Proc. Thiesel, Valencia, 2004

- [Wir97] WIRTH, R.: *Entwicklung von kombinativen optischen Meßtechniken zur Untersuchung der Strahlausbreitung, Gemischbildung und Zündung unter dieselmotorischen Temperaturen und Drücken*. Dissertation, Universität Stuttgart, 1997
- [Wit67] WITZKY, J. E.: *Sichtbarmachung der Verbrennung in einem Motor mit geschichteter Ladung*. In: MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jahrgang 28, Heft 1, 1967
- [Wol72] WOLFRUM, J.: *Bildung von Stickstoffoxiden bei der Verbrennung*. In: Chemie-Ingenieur-Technik, Jahrgang 44, Nr. 10, S. 656-659, 1972
- [Wöl94] WÖLFLE, M.: *Untersuchung der Schadstoffbildung im Zylinder eines direkteinspritzenden Pkw-Dieselmotors*. Dissertation, RWTH Aachen, 1994
- [Wol95] WOLFF, D.: *Quantitative laserdiagnostische Untersuchung der Gemischaufbereitung in technischen Verbrennungssystemen*. Dissertation, Universität Bielefeld, 1995
- [Zel46] ZELDOVICH, Y. B.: *The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions*. Acta Physicochimica, USSR, Vol. 21, pp. 557-628, 1946

# A Anhang



$$h(r) = \begin{cases} 11,79 - \sqrt{7,77^2 - r^2} & : 0 < r \leq 3,46 \\ 0,50r + 3,10 & : 3,46 < r \leq 18,75 \\ 8,85 + \sqrt{4,00^2 - (r - 20,52)^2} & : 18,75 < r \leq 24,50 \end{cases}$$

**Abbildung A-1:** Abmessungen und analytische Beschreibung der untersuchten w-Mulde in der Quarzglaskrone mit Koordinatensystem

Tabelle A-1: Kommerzielle Entwicklungsstufen des Versuchsträgers

Schadstoff- klasse	Leistung [kW (PS)]	Drehmoment [Nm]	Common-Rail-Einspritzung				Auftriebs- ebene
			Druckregelung	Druck [bar]	Betätigung	Düse	
EU 3	42 (55)	160	Raildruckventil	1400	elektro-	5-Loch	schräg
	48 (65)						
	60 (82)				magnetisch	6-Loch	
	74 (101)						
EU 4	45 (61)	160	Raildruckventil + Mengensteuerung	1600	piezoelektrisch	waagrecht	
	50 (68)						
	65 (86)						
	78 (105)						
200	240						

Schadstoff- klasse	Leistung [kW (PS)]	Kolben		Verdichtungs- verhältnis [-]	Abgasturbolader	Ladeluft- kühlung	AGR- Kühlung
		Exzentrizität	Form				
EU 3	42 (55)	hoch	klassisches $\omega$	18,8	Wastegate	nein	nein
	48 (65)						
	60 (82)				variable Turbinengeometrie	ja	
	74 (101)						
EU 4	45 (61)	verringert	offenes w	17,9	15,6	ja	
	50 (68)						
	65 (86)						
	78 (105)						

Bei allen Ausführungen:

Hubraum: 1461 cm<sup>3</sup>

Hub: 80,5 mm

Bohrung: 76 mm