Experimentelle Analyse des Einflusses unkonventioneller Düsengeometrien auf den Gemischbildungsprozess mittelschnelllaufender Dieselmotoren

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)
der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik
der Universität Rostock

vorgelegt von:
Fabian Pinkert, geboren am 08.10.1983 in Gladbeck
aus Rostock

Rostock, 16.06.2016

urn:nbn:de:gbv:28-diss2016-0063-7

Einreichungsdatum: **18.09.2015**

Verteidigungsdatum: **15.02.2016**

Erster Gutachter: **Prof. Dr.-Ing. Horst Harndorf**

Universität Rostock

Zweiter Gutachter: **Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h. c. Egon Hassel**

Universität Rostock

I. Eidesstattliche Erklärung

Hiermit erkläre ich, die vorliegende Arbeit selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst und keine anderen Hilfsmittel als angegeben verwendet zu haben. Insbesondere versichere ich, alle wörtlichen und sinngemäßen Übernahmen aus anderen Werken als solche kenntlich gemacht zu haben. Die Inhalte der Dissertation wurden teilweise vorab in den folgenden Publikationen veröffentlicht: [20], [44–46], [52–56].

Rostock, 25.08.2015

II. **Kurzfassung**

Die legislativen Forderungen nach einer Verringerung des Stickoxidausstoßes mittelschnelllaufender Viertakt-Dieselmotoren motivieren die Untersuchung des Einflusses nicht-konventioneller Spritzlochgeometrien für die Kraftstoffeinspritzdüsen. Die fokussierte Motorenklasse wird beispielsweise zum Antrieb von Handels- und Kreuzfahrtschiffen eingesetzt. Die in dieser Arbeit vorgestellte Charakterisierung des Geometrieeinflusses erfolgt mittels einer experimentellen Analyse von sechs eigens für die Versuche gefertigten Sacklochdüsen mit 8 bzw. 10 Spritzlöchern. Die Spritzlochgeometrien umfassen eine Variation der Konizität sowie des Durchmessers.

Für die Versuche wurde eine neue Hochdruck-Hochtemperatur Kammer konstruiert und realisiert welcher es ermöglicht die Düsen unter motornahen Umgebungsbedingungen zu betreiben. Die hier vorgestellten maximalen Betriebsbedingungen liegen bei einer Gastemperatur von 850 K und einer Gasdichte von 14,2 kg/m^3. Ein im Durchmesser 300 mm großes Sichtfenster erlaubt erstmals die Untersuchung des gesamten Strahlbildes der Einspritzdüsen von Schiffsdieselmotoren. Unter nicht verdampfenden Bedingungen wird der zerstäubte Kraftstoff mittels einer Streulicht Methode sichtbar gemacht. Eine Schlieren-Streulicht Methode ermöglicht die gleichzeitige Beobachtung des flüssigen und des verdampften Kraftstoffes bei heißen, inerten Umgebungsbedingungen. Unter reaktiven Umgebungsbedingungen kann die Ausbreitung der Diffusionsflamme sowie die Flammentemperatur und Rußkonzentration ermittelt werden.

Ausgehend von einer theoretischen Beschreibung der dieselmotorischen Verbrennung mit einem Schwerpunkt auf der Düseninnenströmung finden sich im weiteren Verlauf der Arbeit der Stand der Technik für Untersuchungsmethoden des dieselmotorischen Prozesses und eine detaillierte Beschreibung des Aufbaus der Einspritzkammer und der Messmethoden. Die Messergebnisse weisen die grundlegenden Abhängigkeiten der charakteristischen Messgrößen zerstäubender und verbrennender Dieselsprays von den hydraulischen und thermodynamischen Randbedingungen auf. Es kann jedoch gezeigt werden, dass der Geometrieeinfluss teilweise nicht mittels der geläufigen Modellvorstellungen erklärt werden kann. Auffällig ist in dieser Beziehung vor allem das Verhalten der mittleren Konizität hinsichtlich des Zusammenhanges von Kegelwinkel und flüssiger Eindringtiefe eines verdampfenden Sprays. Weiterhin zeigt diese Düse eine geringere Empfindlichkeit der Verbrennung auf eine Variation des Sauerstoffgehalts des Umgebungsgases. Die Erkenntnisse können im Vergleich mit Versuchsergebnissen eines Einzylinder Forschungsmotors bekräftigt werden. Im Fazit kann somit eine Empfehlung für weitere Forschungsaktivitäten und hinsichtlich eines praktischen Einsatzes der Düsengeometrien im emissionsarmen AGR-Betrieb gegeben werden.

III. Abstract

Legislative demands for a reduction of nitrogen oxide emissions from large diesel engines motivate the research of the influence of non-conventional bore geometries in diesel injection nozzles of medium-speed four-stroke diesel engines used for the propulsion of cargo and cruise ships. The characterization of the geometric influence presented in this work, was carried out through an experimental analysis of six blind-hole nozzles with 8 and 10 bores, manufactured specially for these tests. The bore geometries cover a variation of conicity and diameter.

For the tests a high pressure high temperature chamber was newly designed and realized allowing the operation of the nozzles under engine like conditions. The maximum operating point presented here comprises a gas temperature of 850 K and a gas density of 14.2 kg/m^3. A chamber window of 300 mm in diameter allows for the first time the analysis of the complete spray pattern of ship diesel injection nozzles. At non-evaporating conditions the dispersed fuel is visualized using a scatter light method. A schlieren-scatter light method allows the simultaneous observation of the liquid and the evaporated fuel at hot, inert ambient conditions. At reactive conditions the propagation of the diffusion flame and using a pyrometric evaluation technique, the flame temperature and soot concentration can be determined.

Starting from a theoretical explanation of the diesel combustion with an emphasis on the inner nozzle flow, the thesis further outlines the state of the art regarding research methods on diesel engines and a gives a detailed description of the setup of the injection chamber and the measurement technique. The results confirm the basic dependencies of the characteristic parameters of atomizing and combusting diesel sprays on the hydraulic and thermodynamic measurement conditions. However, the data shows that prevalent model representations cannot be used to deduce the influence of the nozzle geometry. Most notable in this regard is the behavior of the medium conicity regarding the relationship between cone angle and the maximum liquid penetration of an evaporating spray. The flame from this nozzle furthermore shows the lowest sensitivity to a variation of the oxygen content of the ambient gases. The findings are backed by measurement results from a single cylinder research engine, allowing a recommendation to be given regarding further research activity and also the practical application of the tested geometries under low-emission EGR operation.

IV. Inhalt

I. Eidesstattliche Erklärung ... 1
II. Kurzfassung ... 3
III. Abstract ... 5
IV. Inhalt ... 7
V. Abkürzungsverzeichnis ... 11
1 Emissionsreduzierung an Schiffsmotoren ... 15
1.1 Bedeutung der Schifffahrt für Mensch und Umwelt ... 15
1.2 Maßnahmen zur Emissionsreduzierung ... 17
1.2.1 Abgasrückführung (AGR) ... 17
1.2.2 Außermotorische Maßnahmen ... 18
1.2.3 Dual-Fuel Motor ... 18
1.3 Zielstellung der Arbeit ... 19
2 Grundlagen der dieselmotorischen Verbrennung ... 20
2.1 Einspritzung ... 20
2.2 Zerstäubung ... 22
2.3 Verdampfung ... 25
2.4 Zündung und Verbrennung ... 26
3 Methoden zur Untersuchung des dieselmotorischen Prozesses ... 29
3.1 Vollmotor ... 29
3.2 Einzylindermotor ... 30
3.3 Spray- und Brennkammer ... 31
3.3.1 Hydraulikprüfstände ... 34
4 Versuchsaufbau und -auswertung ... 35
4.1 Versuchsträger ... 35

4.2 Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer ... 38
4.2.1 Anforderungen an die neue Hochdruck-Hochtemperatur Kammer ... 38
4.2.2 Konzeptionierung der Hauptkomponenten ... 40
4.2.3 Auslegung mittels AD2000, FEM und CFD ... 43
4.2.4 Werkstoffauswahl ... 47
4.3 Optische Messtechnik ... 48
4.3.1 Streulicht ... 48
4.3.2 Schlieren Streulicht ... 49
4.3.3 Rußleuchten ... 51
4.4 Versuchsdurchführung ... 53
4.5 Datenreduktion und –Auswertung ... 53
4.5.1 Nicht-reaktive Versuche ... 54
4.5.2 Reaktive Versuche ... 55
4.5.3 Pyrometrische Auswertung ... 55
4.6 Fehlerbetrachtung ... 58
5 Ergebnisse ... 65
5.1 Zerstäubung ... 65
5.2 Verdampfung ... 70
5.2.1 Einfluss der Randbedingungen ... 70
5.2.2 Streuung der Ergebnisse ... 72
5.2.3 Einfluss der Düsengeometrie ... 74
5.3 Zündung ... 76
5.3.1 Visualisierung der Zündprozesse ... 77
5.3.2 Übersicht der Messergebnisse ... 79
5.4 Verbrennung ... 81
5.4.1 Flame Lift-Off ... 81

5.4.2 Pyrometrische Auswertung 83
6 Diskussion 91
6.1 Überblick der Ergebnisse 91
6.2 Flüssige Eindringtiefe und Kegelwinkel 93
6.3 Einfluss von AGR auf Zündung und Verbrennung 95
6.4 Vergleich mit Motorversuchen 96
7 Zusammenfassung 99
VI. Literaturverzeichnis 101

V. Abkürzungsverzeichnis

Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
BMWi	Bundesministerium für Wirtschaft und Energie
CFD	Computational Fluid Dynamics
CMOS	Complementary Metal-Oxide-Semiconductor, Halbleiterbauelement
CNG	Compressed Natural Gas
ECA	Emission Control Area
EEDI	Energy-Efficiency Design Index
EU	Europäische Union
FEM	Finite Elemente Methode
FLO	Flame Lift-Off
IMO	Internationale Maritime Organisation
LNG	Liquefied Natural Gas
MaK	Maschinenbau Kiel
NKW	Nutzkraftwagen
NTC	Negative Temperature Coefficient
PKW	Personenkraftwagen
SCR	Selective Catalytic Reduction

Formelzeichen und Indizes

ε	Emissionsfaktor
η	Dynamische Viskosität
κ	Spektraler Absorptionskoeffizient
λ	Verbrennungsluftverhältnis

λ_L	Wellenlänge des Lichts
ρ	Dichte
σ	Oberflächenspannung
τ	Spektraler Transmissionsgrad
C	Konstante
c	Lichtgeschwindigkeit
d	Tropfen
D	Durchmesser
f	flüssig
h	Planck'sches Wirkungsquantum
IN	Eintritt
K	Maß für die Rußkonzentration
k	Konizitätsfaktor
k_B	Bolzmann Konstante
KL	Maß für die Rußmenge
L	Geometrische Länge, Spektrale Spezifische Ausstrahlung
L_e	Entwicklungslänge der Rohrströmung
Oh	Ohnesorge-Zahl
opt	optisch
OUT	Austritt
p	Druck
Q100	Hydraulischer Durchfluss
R, Rail	Druckspeicher des Einspritzsystems
R,G,B	Rot, Grün, Blau
r	Radius

$R_{p\,0,2}$	0,2 %-Dehngrenze
Re	Reynolds-Zahl
T	Temperatur
th	Theoretisch
u	Geschwindigkeit
We	Weber-Zahl
x_m	Mie Parameter

1 Emissionsreduzierung an Schiffsmotoren

1.1 Bedeutung der Schifffahrt für Mensch und Umwelt

Die Schifffahrt ist einer der Pfeiler des Lebensstandards der westlichen Welt. So sind Luxusgüter wie frisches tropisches Obst aus anderen Klimazonen der Erde oder Unterhaltungselektronik aus Asien aus unseren Märkten nicht mehr wegzudenken. Dennoch stellt der Import von Waren aus der ganzen Welt nur einen Aspekt des Einflusses der Schifffahrt auf unser Wohlergehen dar. Wichtig für unseren Wohlstand ist vor allem das Wirtschaftswachstum. Eine stagnierende Wirtschaft ist in fast allen Bereichen des täglichen Lebens zu spüren, was erst vor einigen Jahren in den Nachwirkungen der Finanzkrise deutlich wurde. Besonders in Ländern mit ohnehin schon geringerer Wirtschaftsleistung sank die Kaufkraft der Menschen stark. Die Wirtschaft ist auf den internationalen Handel angewiesen. Wie das linke Diagramm in Abbildung 1 zeigt, ist Deutschland mit einem Umfang von 1,4 Billionen US Dollar das drittgrößte Exportland der Welt [27]. Deutsche Produkte werden auf dem Wasser und auf der Straße in die ganze Welt transportiert. Allerdings betrug die Transportleistung in deutschen Häfen im Jahr 2010 mit 1,7 Billionen Tonnenkilometern etwa das Vierfache des Straßengüterverkehrs [13]. Damit ist Deutschland, wie auch der Rest der Welt, stark auf die Schifffahrt angewiesen. Im Jahr 2013 wurden insgesamt 9548 Millionen Tonnen Fracht verschifft. Wie aus dem rechten Diagramm in Abbildung 1 hervorgeht, ist aufgrund der exponentiellen Natur der Wirtschaftsentwicklung eine Stagnation des Handelsvolumens nicht absehbar.

Aufgrund dieser großen Transportleistung hat die Schifffahrt neben dem Nutzen für die

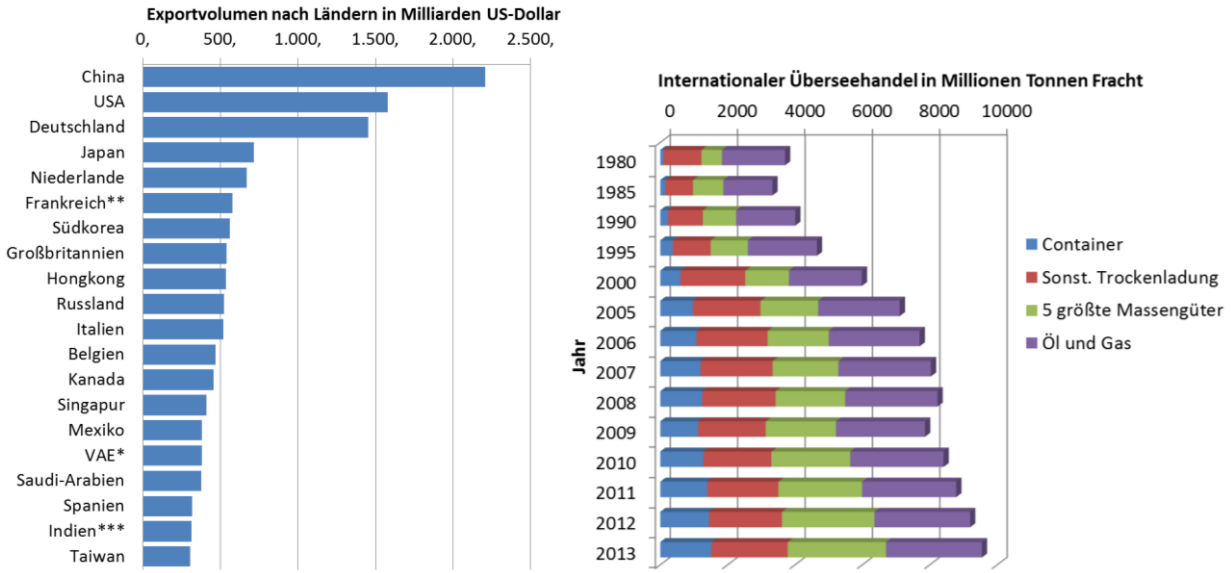

Abbildung 1: Länder mit dem größten Exportvolumen in Milliarden US-Dollar im Jahr 2013 [25] (links) und jährliche transportierte Fracht im internationalen Seehandel in Millionen Tonnen [2]

Wirtschaft auch einen unerwünschten Einfluss auf Mensch und Natur. In den Verbrennungsmotoren, welche die Schiffsflotte antreiben, entsteht das Treibhausgas CO_2 und Schadstoffe wie NO_x, SO_x und Ruß. Dennoch ist der Handel über den Seeweg gerechtfertigt, da Schiffe auf die transportierte Masse und Strecke bezogen, die mit Abstand geringste Menge an CO_2 ausstoßen [9]. Aufgrund des großen Transportvolumens sind die Emissionsmengen jedoch groß genug um sich nachteilig auf die Umwelt auszuwirken.

CO_2 ist als klimarelevantes Gas in der Vergangenheit stark ins Zentrum der öffentlichen Aufmerksamkeit gerückt. Der Ausstoß von CO_2 ist sehr eng an den Gesamtwirkungsgrad gekoppelt und kann somit auf verschiedene Arten reduziert werden. Mit einem Anteil von 3,7 % der totalen EU Emissionen ist der Schiffsverkehr aber kein Hauptverursacher. SO_2 ist ein Giftgas, welches alle Arten von Lebewesen unmittelbar schädigt. Weiterhin verursacht es sauren Regen. Schwefeloxide entstehen während der Verbrennung aus dem kraftstoffgebundenen Schwefel. Mit einem Anteil von 25 % der totalen EU Emission ist der Schiffsverkehr einer der Hauptverursacher. NO_X schadet der Umwelt auf verschiedenen mittelbaren Wegen. Einige davon sind die Nährstoffanreicherung von Böden und Gewässern, die Schädigung der Lunge durch bodennahes Ozon sowie die Bildung verschiedener giftiger Verbindungen. Mit 29 % trägt die Schifffahrt deutlich zu den totalen Emissionen von NO_x in der EU bei [2], [29].

Aus diesen Gründen wurden von der Internationalen Maritimen Organisation (IMO) verschiedene Maßnahmen zur Begrenzung der Emissionen verabschiedet. Der Energy Efficiency Design Index (EEDI) ist ein Mechanismus, der den Gesamtwirkungsgrad neu gebauter Schiffe reguliert, dabei jedoch nicht vorschreibt, welche Technologien konkret zu verwenden sind. Er wurde im Jahr 2012 verabschiedet. Von dieser Maßnahme wird bis 2030 eine jährliche Reduktion des CO_2 Ausstoßes um 330 Millionen Tonnen erwartet, was rund einem Prozent des gesamten weltweiten CO_2 Ausstoßes von 2011 entspricht [4], [29]. Tatsächlich ist ein moderner Öltanker bereits heute in der Lage die gleiche Menge Fracht mit dem gleichen Energieeinsatz doppelt so weit zu transportieren wie noch vor 20 Jahren [31].

Bereits im Jahr 2000 trat eine Regelung der Emissionsgrenzen in Annex VI der „International Convention for the Prevention of Pollution from Ships“ (MARPOL) in Kraft. In diesem Anhang wird die Luftverschmutzung durch SO_X und NO_X geregelt. Die ersten noch recht niedrigen Grenzen dieser Bestimmung, bekannt als IMO Tier I, wurden im Jahr 2011 mit der IMO Tier II verschärft. Ab dem Jahr 2016 gelten mit IMO TIER III neben den bestehenden Emissionsgrenzen auf dem offenen Meer zusätzlich deutlich verschärfte Grenzwerte in speziellen Emissionsschutzgebieten (ECA). ECAs bestehen derzeit in der Nord- und Ostsee, vor den nordamerikanischen Küsten von Kanada und den USA sowie in der Karibik. Die Deklaration weiterer Gebiete ist geplant.

1.2 Maßnahmen zur Emissionsreduzierung

Die Bestimmungen in MARPOL Annex VI betreffen sowohl für NO_X als auch SO_X nur die tatsächlichen Emissionsmengen. Wie auch beim EEDI ist der Weg der technischen Umsetzung den Betreibern bzw. den Werften überlassen. Während die Umsetzung der Forderungen aus IMO Tier II noch mit vergleichsweise einfachen motorischen Maßnahmen, wie dem Miller-Zyklus, einem gesteigerten Ladedruck und dem Einsatz der Common-Rail Technik zu erreichen waren, sind für die Erfüllung von Tier III deutlich aufwendigere unkonventionelle Techniken nötig [18]. Hierbei handelt es sich um innermotorische sowie außermotorische Verfahren. Die Erreichung der SO_X Ziele hat dabei eine Sonderstellung, da der kraftstoffgebundene Schwefel nur bei Verwendung preiswerter Rückstandsöle eine Rolle spielt. Dieses Schweröl ist ein Abfallprodukt bei der Raffination von Rohöl zu diversen Destillaten wie Diesel- und Ottokraftstoff und ist typischerweise stark schwefelbelastet. Die Verwendung von entschwefeltem Schweröl oder marinem Dieselkraftstoff ist jedoch mit einem deutlichen Anstieg der variablen Frachtkosten verbunden. Wie im Folgenden gezeigt wird, sind verschiedene technische Lösungen möglich [19].

1.2.1 Abgasrückführung (AGR)

Die Entstehung von Stickoxiden beim Verbrennungsprozess geht nach Zeldovich auf die Dissoziation von molekularem Stickstoff bei hohen Temperaturen zurück. Alle Maßnahmen zur Reduzierung der Brennraumtemperatur sind daher zielführend. Eine Möglichkeit hierfür stellen diverse Techniken zur Einbringung von flüssigem Wasser in die Verbrennung dar, welche sich trotz teils sehr guter Ergebnisse nicht in der Praxis durchsetzen konnten. Die wichtigste Alternative zur Temperatursenkung ist die Reduktion des Sauerstoffanteils in der Ladeluft durch die Mischung mit rückgeführten Abgasen. Hierdurch erhöht sich der Anteil inerter Gase in der Ladeluft und fungiert wie ein Wärmespeicher. Dieser Effekt wird durch die Erhöhung der Wärmekapazität verstärkt. Die fehlende Sauerstoffmenge für die Verbrennung muss durch eine höhere Gasdichte, d.h. einen höheren Ladedruck ausgeglichen werden. Die Wirksamkeit dieser Technologie wird durch ihre enorme Verbreitung an schneller laufenden PKW und NKW Motoren bezeugt. Püschel et al. [62] konnten die Wirksamkeit der AGR-Technik auch für mittelschnelllaufende Motoren zeigen. Erschwert wird die Umsetzung der AGR-Technik bei Verbrennung von Rückstandsölen durch die Bildung von schwefeliger Säure im AGR-Kühler. Aufgrund der damit verbundenen Korrosionsprobleme, ist die Technik nur im Betrieb mit schwefelfreiem Kraftstoff innerhalb der ECAs anwendbar. Auf dem offenen Meer muss eine vollständige Abschaltung aller Komponenten möglich sein, um weiterhin Schweröl verbrennen zu können.

Aufgrund der geringeren Verfügbarkeit von Sauerstoff bei der Verbrennung führt die Abgasrückführung zu einem Anstieg der Rußemissionen. Diesem Anstieg kann durch eine Optimierung der Kraftstoffeinspritzung entgegengewirkt werden. Eine Erhöhung des Einspritzdruckes verbessert die Gemischbildung und den Rußabbrand, wie beispielsweise von Wloka [78] gezeigt wurde. Auch eine Variation der Spritzlochgeometrie hat, wie

Marohn [40] und Schulze [69] gezeigt haben, das Potential die Rußemissionen zu reduzieren.

1.2.2 Außermotorische Maßnahmen

Die außermotorische Reduzierung von SO_X und NO_X erlaubt die Erfüllung der Emissionsgrenzen mit minimalen Eingriffen in die Motorprozessführung. Auf diese Weise kann durch den Einsatz bewährter Technologien das Risiko einer kompletten Neuentwicklung vermieden werden. Als Nachteil dieser Vorgehensweise ist der große Platzbedarf der Katalysatoren zu nennen. Weiterhin ist für alle Systeme der Einsatz von Zusatzstoffen nötig, der die variablen Kosten des Schiffsbetriebs erhöht.

Auf dem Schiff kommt die im Kraftfahrzeugs- und Kraftwerksbereich erprobte selektive katalytische Reduktion (SCR) zum Einsatz. Dabei erfolgt unter Verwendung von Ammoniak die Umwandlung von NO_X in Stickstoff und Wasser. Die Methode erlaubt grundsätzlich den Einsatz von schwefelhaltigen Kraftstoffen und kann daher je nach Strategie auch in Kombination mit einem Scrubber oder Schwefelwäscher eingesetzt werden. Hierdurch wird die Verbrennung von Schweröl innerhalb der ECAs ermöglicht. Die Technologie der Schwefelwäscher ist ebenfalls aus dem Kraftwerksbereich bekannt. Es existieren verschiedene Verfahren zur Entschwefelung der Abgase, welche alle auf der Affinität der Schwefeloxide zu basischen Absorbenzien beruhen. Zum Binden des Schwefels werden kalkhaltige Verbindungen verwendet. Der dabei entstehende Gips kann industriell weiter verwendet werden. Der Betriebsstoff des Scrubbers muss also regelmäßig erneuert werden [19].

1.2.3 Dual-Fuel Motor

Eine Alternativ zu den oben genannten Methoden ist der Einsatz eines anderen Motorkonzeptes. Dual-Fuel Motoren erlauben die Verbrennung eines mageren, homogenen Methangemisches, um innerhalb der ECAs die Emissionen zu senken. Gleichzeitig ist auf dem offenen Meer der Betrieb mit Schweröl möglich. Als Kraftstoff ist vor allem flüssiges Erdgas (LNG) interessant, da es gegenüber dem gasförmigen CNG eine hohe Energiedichte bietet. Aufgrund der vermehrten Anwendung des „Hydraulic Fracking“ zur Erschließung bisher unerreichbarer Erdgasreserven ist der Preis für Erdgas derzeit vergleichsweise gering, was den Dual-Fuel Motor sehr attraktiv macht. Die Vorteile der Verbrennung von Erdgas entstehen vor allem im Magerbetrieb. Niedrige Verbrennungstemperaturen und das große Luftangebot vermindern die Entstehung von NO_X und Ruß. Ein unvollständiger Ausbrand führt jedoch zu klimarelevanten Methanemissionen. Als weiterer Nachteil ist der erhöhte Platzbedarf für LNG-Tanks zu nennen [6], [15], [19], [35].

1.3 Zielstellung der Arbeit

Als wirtschaftlich vielversprechende und motorisch elegante Antwort auf die Verschärfung der Emissionsgrenzen wurde als Forschungsgegenstand dieser Arbeit die Methode der Abgasrückführung gewählt. Wie bereits beschrieben, ist dabei zwingend eine Modifikation des Kraftstoffeinspritzsystems nötig um die Erhöhung der Rußemissionen im AGR Betrieb zu verhindern. Die Einspritzdüse ist eine der wichtigsten Komponenten des Systems. In diesem Zusammenhang soll die Arbeit einen Beitrag zur Erforschung des Einflusses der Düsengeometrie auf die Zerstäubung und Verbrennung in mittelschnelllaufenden Dieselmotoren leisten. In der Praxis kann dadurch ein zielgerichteter Einsatz unkonventioneller Düsengeometrien zur Realisierung eines IMO Tier III Motors mit Abgasrückführung ermöglicht werden.

Zu diesem Zweck wird ein neuer Prüfstand zur Untersuchung der Injektoren mittelschnelllaufender Dieselmotoren aufgebaut, der es erstmals ermöglicht, dass komplette Strahlbild unter motorähnlichen Umgebungsbedingungen zu untersuchen. Mit Hilfe des neuen Prüfstandes sollen Untersuchungen in allen wichtigen Phasen des Prozesses, von der Zerstäubung über die Verdampfung bis zur Verbrennung des Kraftstoffes angestellt werden. Um tiefergehende Informationen über den Prozess zugänglich zu machen wird eine speziell an den neuen Prüfstand angepasste optische Messtechnik entwickelt und aufgebaut. Die Untersuchungen haben das Ziel potentielle Vorteile bestimmter Düsengeometrien auf die dieselmotorische Prozessführung zu identifizieren. Weiterhin soll der hochkomplexe Einfluss der Düseninnenströmung auf den Strahlaufbruch beleuchtet werden, um auch die Wirkmechanismen der Düsengeometrie aufzudecken.

Bei den Untersuchungsobjekten handelt es sich um 6 Versuchsdüsen, welche im Rahmen des BMWi Verbundprojektes FAME definiert und gefertigt wurden. Die Form der Düsen wurde ausgewählt um möglichst isoliert den Einfluss verschiedener Geometriemerkmale auf den Verbrennungsprozess untersuchen zu können. Unter Zuhilfenahme der Versuchsergebnisse der anderen Projektpartner soll das Verhalten der Düsen in der Arbeit untersucht und dokumentiert werden.

2 Grundlagen der dieselmotorischen Verbrennung

Die Kenntnis der Grundprinzipien der dieselmotorischen Verbrennung ist Hauptvoraussetzung für die Entwicklung von Strategien zur innermotorischen Reduzierung von Emissionen. Aufgrund der Komplexität der gleichzeitig ablaufenden und aufeinander aufbauenden Prozesse ist die reine Kenntnis der physikalischen Grundlagen für das Verständnis der makroskopischen Vorgänge nicht ausreichend. In der Literatur finden sich daher eine Reihe vereinfachter Modellvorstellungen der Teilprozesse der dieselmotorischen Verbrennung, deren Anwendung die Interpretation der Messergebnisse und beobachteten Phänomene erleichtert.

2.1 Einspritzung

Als erster Teilprozess der dieselmotorischen Verbrennung beeinflusst die Druckerzeugung und Einspritzung massiv alle nachfolgenden Prozesse. Der Einfluss verschiedener Kraftstoffe, obwohl ein wichtiges Thema im Bereich der Schiffsmotoren, soll in dieser Arbeit nicht untersucht werden. Spezielles Augenmerk liegt stattdessen auf der Geometrie der Einspritzdüsen und deren Einfluss auf die Düseninnenströmung.

Aufgrund der großen Flexibilität bei der Wahl des Einspritzdruckes und der Einspritzzeiten hat sich in den letzten Jahren die Common-Rail Technik als Standardeinspritzsystem sowohl bei den schnell- als auch mittelschnelllaufenden Motoren durchgesetzt. Die Technik basiert auf der Entkopplung von Druckerzeugung und Einspritzung. Die Hochdruckpumpe fördert dazu kontinuierlich Kraftstoff in einen Druckspeicher, wobei der Druck über elektromagnetische Proportionalventile geregelt wird. Die Druckspeicherung erfolgt konventionell in einem eigenständigen Speichervolumen, welches über Hochdruckleitungen mit dem Injektor und der Pumpe verbunden ist. In modernen Höchstdruckeinspritzsystemen muss, in Abhängigkeit von der Größe des Injektors und der Höhe des Druckes, das Speichervolumen mit dem Injektor zu einem Bauteil verbunden werden. Auf diese Weise werden Druckschwingungen während der Einspritzung minimiert, welche sonst die Mengenstabilität und die Dauerhaltbarkeit des Injektors gefährden [68]. Im Betrieb ist der Injektor dauerhaft von Druck beaufschlagt. Die Düsenöffnungen werden von einer Nadel verschlossen. Über den Druck in einem Steuervolumen kann die Nadel geöffnet oder geschlossen werden. Der Druck innerhalb des Steuervolumens wird über präzise abgestimmte Zu- und Ablaufdrosseln geregelt. Dazu wird die Ablaufdrossel des Steuervolumens mittels eines Elektromagneten oder bei schnelllaufenden Motoren mittels eines Piezzoaktors geöffnet und geschlossen.

Von besonderer Bedeutung für die nachfolgenden Prozesse ist die Geometrie der Düse sowie der Nadel, da diese unmittelbar die Strömung in den Spritzlöchern beeinflussen. Als grundsätzlich verschiedene Düsengeometrien sind Sitzloch- und Sacklochdüsen zu nennen. Während bei Sitzlochdüsen die Düsenbohrungen direkt im Nadelsitz liegen und somit von der Nadel verschlossen werden, liegt der Nadelsitz bei den Sacklochdüsen ein Stück über den Düsenbohrungen. Das dadurch unterhalb des Nadelsitzes entstehende Volumen

bewirkt ein langsames Austropfen des restlichen Kraftstoffes nach Schließen der Nadel. Trotz dieses Nachteils überwiegen die Vorteile dieser Technologie gegenüber den Sitzlochdüsen. In aktuellen Großdieselmotoren werden derzeit ausschließlich Sacklochdüsen eingesetzt. Im Folgenden wird sich die Beschreibung daher auf diesen Düsentyp beschränken.

Die für die Düseninnenströmung wichtigsten Geometriemerkmale von Sacklochdüsen sind:

- Winkel des Nadelsitzes,
- Form der Nadelspitze,
- Tiefe und Durchmesser des Sackloches,
- Winkel der Düsenbohrung,
- Innerer Verrundungsradius der Düsenbohrung,
- Durchmesser und Länge der Düsenbohrung und
- Konizität der Düsenbohrung.

Die Düseninnenströmung hat entscheidenden Einfluss auf den Zerfall des Kraftstoffstrahles unmittelbar nach Verlassen der Düse. Auf dem Weg zum Düsenloch ist der erste signifikante Einfluss auf die Strömung durch die Umlenkung am Nadelsitz gegeben. Hier bekommt die Strömung eine radiale zum Zentrum des Sackloches gerichtete Komponente. Der Anteil dieser Komponente wird durch den Winkel des Nadelsitzes, die Form der Nadelspitze sowie den Öffnungsweg der Nadel bestimmt. Ist diese radiale Geschwindigkeitskomponente gering, werden die Spritzlöcher von oben angeströmt. Ist die Komponente groß, so erfährt die Strömung im unteren Teil des Spritzloches eine erneute Umlenkung und die Spritzlöcher werden von unten angeströmt. Diese beiden Zustände stellen die beiden Extrema des Anströmwinkels dar, in dessen Abhängigkeit Kavitations- und Wirbelerscheinungen entweder verstärkt an der Oberseite oder der Unterseite des Spritzloches auftreten. Der Höhenwinkel des Einspritzstrahles wird von diesem Effekt deutlich beeinflusst und ändert sich daher bei manchen Düsentypen in Abhängigkeit der Nadelstellung [23], [25].

Beim Eintreten des Kraftstoffes in das Spritzloch kommt es zu einer erneuten Umlenkung. Hinter der Verschneidung von Spritzloch und Sackloch entstehen Wirbel und Rezirkulationszonen. Die Ausprägung dieser Effekte ist abhängig vom Anströmwinkel sowie dem Einlaufradius und verursacht eine starke Erhöhung der Turbulenz im Spritzloch. Bei wenig verrundeten Düsen und hohen Einspritzdrücken kommt es aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeit und der ausgeprägten Strömungsablösung zu Kavitationserscheinungen. Die Kavitationsblasen erhöhen beim Zerplatzen wiederum die Turbulenz. Bleiben die Blasen bis zum Spritzlochaustritt intakt, wirken Sie sich auf den Strahlaufbruch aus. Aufgrund der abrasiven Wirkung der Kavitationsblasen werden Spritzlöcher in variablem Ausmaß verrundet, was jedoch das Auftreten von Kavitation in bestimmten Betriebszuständen nicht vollkommen ausschließt [10], [65].

Zusammen mit der Spritzlochverrundung wirkt sich vor allem die Konizität der Spritzlöcher stark auf den Durchflusskoeffizienten der Düse aus. Ein höherer Durchflusskoeffizient bewirkt eine vergrößerte mittlere Düsenaustrittsgeschwindigkeit und ermöglicht so bei festem Massenstrom die Verringerung des Austrittsdurchmessers [69].

Eine weitere wichtige Eigenschaft der Strömung im Spritzloch ist das Geschwindigkeitsprofil. In Abhängigkeit der Lochgeometrie und des Turbulenzgrades in der Strömung existieren mehr oder weniger stark ausgeprägte radiale Strömungsbewegungen, welche zu einer Vergleichmäßigung der Strömungsgeschwindigkeit über dem Spritzlochquerschnitt führen. Ein erhöhter Turbulenzgrad verursacht also ein eher flaches Strömungsprofil wogegen ein niedrigerer Turbulenzgrad ein eher parabolisches Profil verursacht. Grundsätzlich ist der Strömungszustand im Spritzloch bei direkteinspritzenden Dieselmotoren aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeit immer turbulent. Das Geschwindigkeitsprofil bildet sich nach dem Eintritt ins Spritzloch aber erst allmählich aus. In turbulenten Strömungen beträgt die s.g. Entwicklungslänge der Rohrströmung $L_e \cong 50D_{Rohr}$. Dieser Wert übersteigt typische Spritzlochlängen deutlich.

Eine scharfkantigere Umlenkung am Spritzlocheintritt verursacht eine Strömungsablösung aufgrund derer Turbulenz induziert wird. Ein abgerundeter Spritzlocheintritt dagegen resultiert in einer gut anliegenden Strömung, welche durch die Abbremsung der äußeren Strömungsschichten ein eher laminares Profil aufweist. Die Konizität der Spritzlöcher hat einen komplexen Einfluss auf das Strömungsprofil. Laut Gostic [25] kommt es mit steigender Konizität der Spritzlöcher zunächst zu einer Vergrößerung des radialen Geschwindigkeitsgradienten im Randbereich der Strömung (ca. k=1). Ein weiterer Anstieg der Konizität verursacht aber einen gegenteiligen Effekt welcher das Geschwindigkeitsprofil wieder abflachen lässt. Von Fink et al. [20] konnte anhand von Simulationsergebnissen ebenfalls ein flacheres Strömungsprofil aufgrund erhöhter Konizität festgestellt werden.

Die vielfältigen Einflüsse der verschiedenen Geometriemerkmale überlagern und beeinflussen einander gegenseitig. Besonders die Länge des Spritzloches im Vergleich zum Durchmesser und der Einlaufverrundung führt zu Strömungseffekten, welche neue Phänomene hervorrufen und genannte Phänomene in den Hintergrund treten lassen. Die hier genannten Einflüsse wurden aufgrund Ihrer Relevanz für die untersuchte Düsengeometrie ausgewählt.

2.2 Zerstäubung

Bei der Kraftstoffzerstäubung wird in der Literatur zwischen primärem und sekundärem Strahlzerfall unterschieden. Mehrere dimensionslose Kennzahlen dienen dazu den Aufbruch der Flüssigkeit zu berechnen. Die Reynolds-Zahl

$$Re_f = \frac{\rho_f \; u_f \; D_{OUT}}{\eta_f} \tag{1}$$

beschreibt das Verhältnis aus Trägheits- zu Zähigkeitskräften und ist ein Maß für die Turbulenz der Strömung, wobei ρ_f die Dichte, v_f die Geschwindigkeit und η_f die Viskosität der Flüssigkeit und D_{OUT} den Austrittsdruchmesser bedeuten. Die Weber-Zahl

$$We_f = \frac{\rho_f \; u_f \; D_{OUT}}{\sigma_f} \tag{2}$$

beschreibt das Verhältnis der den Tropfen verformenden Trägheitskräften und der entgegen gesetzt wirkenden Oberflächenspannung σ_f. Die Ohnesorge-Zahl

$$Oh_f = \frac{\eta_f}{\sqrt{\sigma_f \; \rho_f \; D_{OUT}}} = \frac{\sqrt{We_f}}{Re_f} \tag{3}$$

setzt die Weber-Zahl und die Reynolds-Zahl ins Verhältnis. Sie wird verwendet um den Mechanismus des Strahlzerfalls zu klassifizieren.

Abbildung 2 zeigt die bekannten Regime des Zerfalls einer Flüssigkeitssäule und ihre Abhängigkeit von der Ohnesorge- und der Reynols-Zahl. Für die dieselmotorische Gemischbildung ist einzig das Regime des Atomisierens relevant [28]. Der chaotische Zerfall im Regime des Atomisierens findet unmittelbar nach Austritt des Kraftstoffes aus der Düse statt und ist stark von der Düseninnenströmung beeinflusst. Entscheidende Einflussgrößen auf den primären Strahlzerfall sind:

- Mittlere Austrittsgeschwindigkeit,
- Geschwindigkeitsprofil,
- Turbulenzniveau und

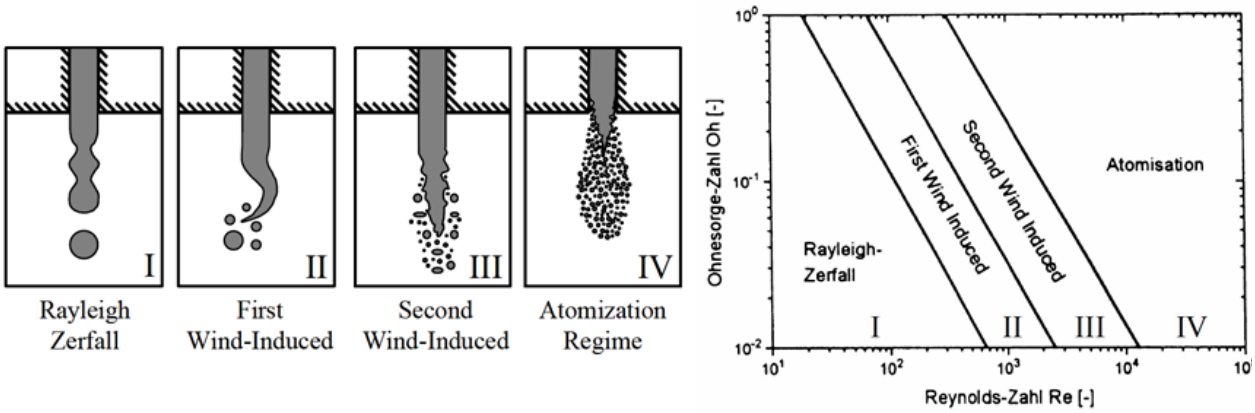

Abbildung 2: Darstellung der Regime des Strahlzerfalls und Ihrer Abhängigkeit von Reynolds- und Ohnesorgezahl [37]

- Kavitationseffekte.

Aufgrund der großen Geschwindigkeitsunterschiede zwischen der flüssigen Kraftstoffphase und der umgebenden Gasphase bilden sich auf der Oberfläche des Kraftstoffstrahls Wellen. Diese werden durch Kelvin-Helmholtz- und Rayleigh-Taylor- Instabilitäten verursacht und wachsen an bis sie groß genug sind um sich als Ligamente aus dem Strahl zu lösen [63]. Turbulente Wirbel in der Strömung stellen eine Ursache für die Keimbildung von Instabilitäten dar und intensivieren so den Aufbruch des Kraftstoffs. Kavitationsblasen lösen beim Platzen im freien Strahl, durch die frei werdende Energie, Ligamente aus dem Strahl. Abbildung 3 verdeutlicht schematisch das Wirkprinzip dieser drei Mechanismen [73]. Eine weitere treibende Kraft des Strahlzerfalls stellt die Vergleichmäßigung des Geschwindigkeitsprofils nach Verlassen des Spritzloches dar. Aufgrund der stark unterschiedlichen kinetischen Energie der Fluidschichten kommt es zu einer Umverteilung dieser Energie, was den primären Strahlzerfall verstärkt. Dabei brechen die inneren schnelleren Fluidzonen nach außen auf [41].

Nach der Entstehung von Tropfen und Ligamenten beginnt der sekundäre Strahlzerfall. Die Wirkung der aerodynamischen Kräfte auf die Tropfen und Ligamente bewirkt eine Verformung und ggf. den Aufbruch in feinere Tropfen. Dieser Mechanismus wiederholt sich bis zum Erreichen eines stabilen Tropfendurchmessers. Die Weberzahl des Tropfens, gebildet unter Verwendung der Dichte des Gases und des Tropfendurchmessers, stellt ein Maß für die Verformung der Tropfen und den resultierenden Zerfallsmechanismus dar [37].

Aufgrund des sekundären Strahlzerfalls führen höhere Austrittsgeschwindigkeiten des Sprays zu feineren Tropfen. Ein feiner zerstäubtes Spray hat wiederum eine größere Oberfläche und wird daher stärker durch die Luft abgebremst. Neben der Abbremsung der Kraftstofftropfen durch die Luftreibung hat vor allem das Einsaugen von Luft in das Spray

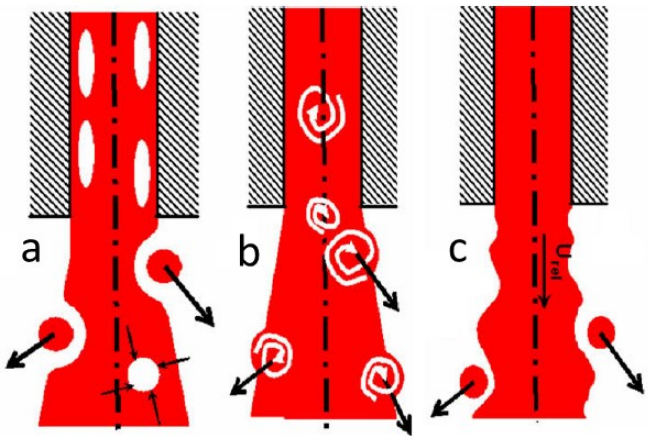

Abbildung 3: Verschiedene Mechanismen des Primären Strahlzerfalls durch (a) Kavitationsblasen, (b) Turbulente Wirbel und (c) Aerodynamische Instabilitäten [73]

einen entscheidenden Einfluss auf die Eindringgeschwindigkeit des Sprays. Dabei wird der Sprayimpuls auf die eingesaugte Luftmasse verteilt, wodurch sich die Geschwindigkeit des Gemisches verringert. Besonders die Gasdichte hat großen Einfluss auf diesen Vorgang. Zum einen erhöht sich aufgrund der höheren Dichte die Masse der eingesaugten Luft. Zum anderen stellt die erhöhte Gasdichte einen Widerstand gegen das Eindringen des Sprays dar, was ein stärkeres Aufspreizen des Spraykegels bewirkt. Dadurch wird wiederum mehr Luft eingesaugt.

2.3 Verdampfung

Mit der Vermischung des flüssigen Sprays mit dem Umgebungsgas beginnt die Erwärmung und Verdampfung der Kraftstofftropfen. Verschiedene Faktoren sind entscheidend für die Dauer bis zur vollständigen Verdampfung eines Tropfens. Die Umgebungstemperatur und Relativgeschwindigkeit zwischen Gas und Tropfen bestimmen die Geschwindigkeit des Wärmeübergangs. In heißerem Gas verdampft der Kraftstoff daher schneller. Die Kraftstoffdampfkonzentration in der Umgebung des Tropfens bestimmt die Geschwindigkeit des Übergangs in die Dampfphase. Am Rand des Spraykegels ist die Kraftstoffkonzentration aufgrund des Lufteintrags geringer als in der Mitte. Ein einzelner Kraftstofftropfen verdampft stets schneller als eine Gruppe von Tropfen. Auch durch hohe Tropfengeschwindigkeiten wird der entstehende Dampf schneller abtransportiert.

Mit vorschreitendem Eindringen in den Brennraum verringert sich die Menge flüssigen Kraftstoffes, bis sich im quasi-stationären Sprayzustand eine konstante maximale Eindringtiefe der flüssigen Phase ausbildet. Nach der Theorie von Siebers [71] spielt die Stoff-und Wärmeübertragung am Tropfen für die Verdampfungsgeschwindigkeit und damit die maximale Eindringtiefe der Flüssigphase nur eine untergeordnete Rolle. Begrenzend für die Verdampfungsgeschwindigkeit ist demnach der globale Eintrag von Gas, also der Enthalpiestrom in das Spray. Es handelt sich also um eine mischungskontrollierte Verdampfung. Siebers, wie auch andere Autoren nach ihm [7], [51] beobachteten eine Unabhängigkeit der maximalen flüssigen Eindringtiefe vom Einspritzdruck. Nach Siebers müssten die Tropfen bei größerem Einspritzdruck weiter in den Brennraum eindringen, es sei denn die für die Verdampfung zur Verfügung stehende Wärmemenge sei begrenzt. Die Eindringtiefe ist also vom Verhältnis des Kraftstoffmassenstroms zum eingesaugten Luftmassenstrom abhängig. Dieses Verhältnis wiederum wird vom Kegelwinkel des Sprays bestimmt.

Aufgrund der Impulserhaltung dringt die Gasphase weiterhin in sehr ähnlicher Weise wie die Flüssigphase eines nicht-verdampfenden Sprays unter kalten Umgebungsbedingungen in den Brennraum ein. Die Verdampfung verlangsamt die Eindringgeschwindigkeit leicht. Die Unterschiede im Eindringverhalten erreichen bis 20% bei niedrigen Gasdichten. Zu höheren Gasdichten nehmen die Unterschiede ab [42].

2.4 Zündung und Verbrennung

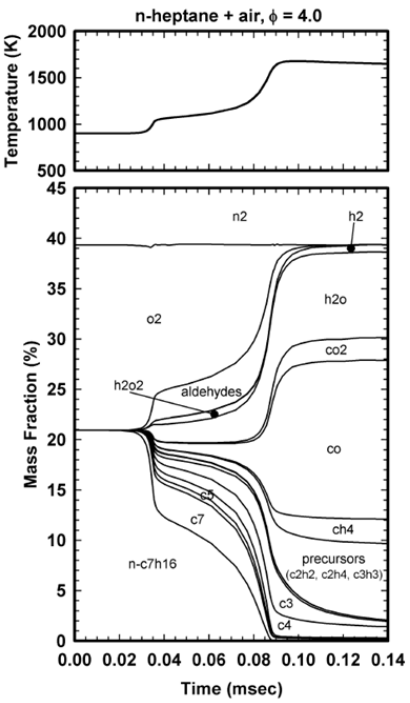

Abbildung 4: Massenanteile und Temperatur über der Zeit bei der unvollständigen Reaktion eines fetten Heptan-Luft-Gemischs mit λ=0,25 bei p_{GAS}=83bar [22]

Die Zündung und Verbrennung von Dieselkraftstoff vollzieht sich über unzählige parallel und nacheinander ablaufende Elementarreaktionen. Wichtig hierbei sind vor allem Kettenreaktionen, bei denen die Zahl reaktionsfreudiger Teilchen exponentiell steigt. Abbildung 4 zeigt den Verlauf der Gastemperatur und der Massenanteile verschiedener Stoffe während der Verbrennung eines homogenen, fetten Kraftstoff-Luft-Gemischs. Anstelle von Dieselkraftstoff wurde als Vergleichskraftstoff n-Heptan gewählt. Die Bildung eines fetten Gemischs, wie hier mit λ = 0,25, ist charakteristisch für die erste Phase der Dieseleinspritzung. Wie anhand der Temperatur zu sehen ist, vollzieht sich die Verbrennung in mehreren Stufen. Nach der Verdampfung des Kraftstoffes setzen im heißen Kraftstoffdampf Dissoziationsvorgänge ein, welche eine Aufspaltung der zumeist langkettigen Moleküle in kurzlebige, reaktionsfreudigere Teilchen wie Aldehyde, Wasserstoffperoxid und verschiedene Radikale zur Folge haben. Diese Phase der Zersetzung des Kraftstoffes wird von einem geringen Temperaturanstieg begleitet. Aus diesem Grund wird diese erste Phase der Verbrennung auch als Kaltflammenreaktion bezeichnet. Darauf folgt, wie im Diagramm der Temperatur zu sehen ist, der exponentielle Temperaturanstieg bei denen die zwischenzeitlich gebildeten Stoffe wieder verschwinden und leicht brennbare Gase mit hohem Heizwert entstehen. Hierbei ist besonders das CO zu nennen dessen spätere Oxidation den Hauptanteil der Wärmefreisetzung bei der Verbrennung ausmacht [75]. Die Zeit bis zum Einsetzen der vermehrten CO_2 Bildung wird auch als chemischer Zündverzug bezeichnet. Dieser letzte Reaktionsschritt ist in Abbildung 4 aufgrund des Sauerstoffmangels nicht möglich, da hier die Vorgänge im vorderen fetten Bereich des Kraftstoffstrahls dargestellt sind.

Die Vorgänge der Strahlzündung laufen am schnellsten unter hohen Temperaturen und Kraftstoffkonzentrationen ab. Während der Verdampfungsphase widersprechen sich diese Anforderungen, da mit der Verdampfung zunächst eine Abkühlung des Gemisches einhergeht. Erst die Mischung mit Umgebungsgas erhöht die Temperatur wieder. Zündvorgänge sind durch die Lichtemission verschiedener Moleküle nach dem Zerfall des Kraftstoffes, d.h. nach der ersten Temperaturerhöhung detektierbar. Die Orte dieser ersten Chemilumineszenz wurden in der Nähe der maximalen flüssigen Eindringtiefe entdeckt

[12]. Von hier setzt sich die Entzündung des restlichen Strahles aufgrund der zunehmenden Wärmefreisetzung fort.

Die bis hierhin dargestellten Abläufe stellen die Prozesse im vorgemischten Teil der Dieselflamme dar. In der schematischen Abbildung der Dieselverbrennung in Abbildung 5 ist dieser Bereich in beige eingefärbt. Er schließt sich unmittelbar an den Bereich der Kraftstoffverdampfung an. Als Maßstab der Zuordnung der chemischen Vorgänge mit dem räumlichen Spray lässt sich die Zeitachse verwenden. Aufgrund des Sauerstoffmangels im vorderen Bereich des Strahles kann die nachfolgende Oxidation der aufbereiteten Brenngase nur in der Randschicht des Strahles erfolgen, da sich hier das Umgebungsgas mit dem Spray vermischt. Dieser Prozess wird als Diffusionsverbrennung bezeichnet. In dieser dünnen Reaktionszone entstehen sehr hohe Temperaturen bis 2500 K, welche die Bildung von NO ermöglichen. In der Mitte des Sprays herrschen Bedingungen die die Bildung und Agglomeration von Rußpartikeln begünstigen. Die Partikel werden im inneren der Flamme transportiert, bis sie zum heißen Randbereich gelangen, wo sie fast vollständig oxidiert werden. Die nicht oxidierten Rußanteile werden im Expansionstakt noch teilweise nachoxidiert, bleiben aber größtenteils im Abgas enthalten. Sie bilden die Rußemission des Motors [22].

Die Verbrennung stabilisiert sich im quasistationären Sprayzustand in einem Abstand vom Injektor, bei dem die lokale Geschwindigkeit der Flamme die Eindringgeschwindigkeit der Brenngase ausgleicht. Die Flammengeschwindigkeit ist abhängig von der Chemie und der Turbulenz, das heißt einerseits vom Kraftstoff-Luft-Verhältnis und der Temperatur und andererseits der Größe und Energie von Wirbeln in der Strömung. Der Einfluss dieser beiden Effekte auf die Verbrennung wird durch die turbulente Damköhler-Zahl ausgedrückt. [72]

Dieser theoretische Ablauf und Aufbau der Dieselverbrennung wird in der Realität von diversen weiteren Faktoren beeinflusst. Das Brennverfahren vor allem kleinere Motoren

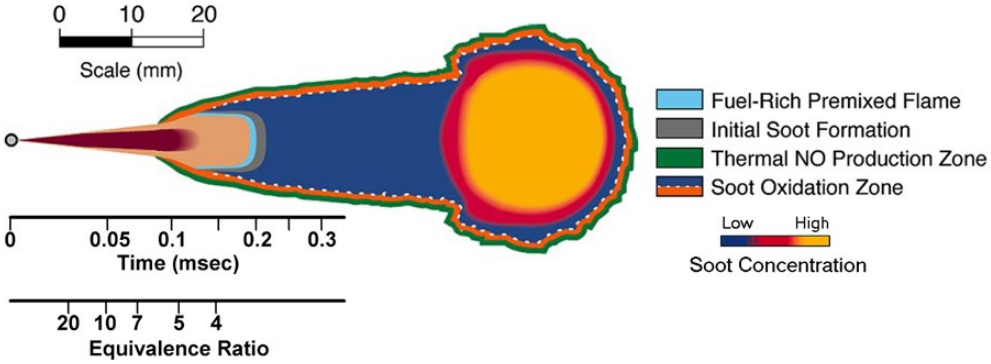

Abbildung 5: Modell der Dieselflamme eines NKW-Motors mit einer Abschätzung des zeitlichen Verlaufs der Eindringung des Kraftstoffes und der gleichzeitigen Entwicklung des reziproken Kraftstoff-Luft-Verhältnisses $\frac{1}{\lambda}$ [22]

beruht stark auf dem Einsatz von Ladungsbewegung und Brennraumgeometrie zur Unterstützung der Durchmischung von Kraftstoff und Brennraumgasen. Die Brennraumgeometrie im oberen Totpunkt wird durch die ω-förmige Geometrie des Kolbens dominiert, welche den Strahlimpuls zurück in die Mitte des Brennraumes umlenkt. Durch die Form der Einlassventile wird eine Drallströmung im Brennraum induziert, welche die Kraftstoffstrahlen seitlich verweht und so beispielsweise die Lage der Zündorte beeinflusst. In mittelschnelllaufenden Dieselmotoren werden eher Brennverfahren eingesetzt, bei denen die Gemischbildung nur durch leichten Drall unterstützt wird und die Form des Kolbens nur wenig Einfluss auf den Strahlimpuls hat [48].

3 Methoden zur Untersuchung des dieselmotorischen Prozesses

Aufgrund des heutigen hochentwickelten Standes der Technik der Dieselmotoren kann die weitere Optimierung der Brennverfahren, mit dem Ziel einer effizienten und emissionsarmen Prozessführung, nur unter der Voraussetzung der genauen Kenntnis der Stoff- und Wärmeübertragungsvorgänge im Brennraum erfolgen. Durch die Verbesserung von Berechnungsalgorithmen und die Zunahme der Rechenleistung steigt der Anteil von Computersimulationen zur Erforschung der Vorgänge kontinuierlich an. Doch ist die ab initio Simulation der dieselmotorischen Vorgänge aufgrund der Verwendung vieler phänomenologischer Submodelle praktisch nicht möglich. Ein Abgleich mit qualitativ hochwertigen Messergebnissen ist zwingend notwendig. Daher ist die Durchführung von Versuchen und Experimenten sowohl für Grundlagenuntersuchung als auch für die Serienentwicklung unerlässlich.

Zu diesem Zweck wurde eine Reihe von Versuchsmethoden entwickelt, die es ermöglichen verschiedene Aspekte der dieselmotorischen Verbrennung zu untersuchen. Auf der einen Seite stehen isolierte Experimente mit genau definierbaren Randbedingungen, bei denen hochkomplexe Messtechniken zur Untersuchung einzelner Teilprozesse eingesetzt werden. Auf der anderen Seite steht der Motorversuch, der zwar nur begrenzte Einblicke in die Vorgänge erlaubt, dafür aber die Untersuchung unter realen Bedingungen ermöglicht. Je nach Zielstellung muss zwischen Aufwand und Nutzen der umfangreichen Analysetechniken abgewägt werden. Die Wahl des geeigneten Prüfstandes ist abhängig von verschiedenen Faktoren. Die thermodynamischen und geometrischen Randbedingungen der Versuche sind wichtig für die Übertragbarkeit der Ergebnisse. Die Zugänglichkeit und Flexibilität des Prüfstandes bestimmt welche Messtechniken angewendet werden können. Der Aufwand bestimmt die Kosten und Dauer der Versuche. Dabei hat jede Art von Prüfstand spezifische Limitierungen, die sich erheblich voneinander unterscheiden können.

Das folgende Kapitel soll helfen die durchgeführten Versuche in den Kontext anderer Untersuchungsmethoden und –Werkzeuge zu setzen, mit deren Hilfe die dieselmotorische Einspritzung und Verbrennung erforscht und weiterentwickelt wird.

3.1 Vollmotor

Versuche am Vollmotor stellen die realitätsnaheste Art der Messung dar. Die Ergebnisse erlauben direkte Aussagen über die Auswirkung von Konstruktions- und Verfahrensänderungen auf Emissionen und den Wirkungsgrad des Motors. Die Analyse der innermotorischen Vorgänge erfordert einen Zugang zum Brennraum. Dazu können vorhandene Bohrungen des Zylinderkopfes, wie die der Glühkerze verwendet werden, oder in Abhängigkeit der Motorgröße und der Zugänglichkeit neue Bohrungen eingebracht werden. Viele der verwendbaren Sensoren schränken jedoch den Betriebsbereich des

Motors und damit die Randbedingungen ein. Verwendbare Messtechniken sind beispielsweise Druckaufnehmer, Gasentnahmeventile oder Endoskope.

Drucksensoren erlauben die thermodynamische Bewertung der Motorprozesse. Das Drucksignal ermöglicht die Berechnung des indizierten Wirkungsgrades und des Brennverlaufs zur globalen Bewertung der Verbrennung.

Mittels schneller Gasentnahmeventile können kleine Mengen Gas aus dem Brennraum zur Analyse der Gaszusammensetzung während der Verbrennung entnommen werden. Dies ermöglicht die kurbelwinkelaufgelöste Kenntnis der Emissionsbildung. Diese Technik wird von Wölfle [79] und Pungs [61] zur Messung der Partikelgrößenverteilung eingesetzt.

Endoskope ermöglichen den optischen Zugang zum Motor und machen damit die Anwendung verschiedener qualitativer und quantitativer optischer Verfahren möglich. Von Goschütz [24] wird eine zwei Farben Toluol LIF Technik über endoskopische Zugänge in einem Serienmotor zur Bestimmung der Temperaturverteilung während des Einlass- und Kompressionstaktes verwendet. Vattulainen [76] bestimmt mittels zweier Kameras über ein Endoskop die Flammentemperatur in einem mittelschnelllaufenden Dieselmotor.

3.2 Einzylindermotor

Der Einzylinder Forschungsmotor hat gegenüber dem Vollmotor den Vorteil, die Randbedingungen der Experimente genauer bestimmen und einstellen zu können. So ist es beispielsweise nicht möglich Schwankungen im Ladedruck, der Zylinderfüllung, dem Raildruck, der Emissionsentstehung, dem Abgasgegendruck oder der Leistungsabgabe zwischen den Zylindern eines Vollmotors zu unterscheiden. Bei Vorhandensein eines einzelnen Zylinders können Prozessschwankungen besser gemessen und Schwankungen der Randbedingungen komplett vermieden werden. Weiterhin sind Einzylindermotoren aufgrund der guten Zugänglichkeit flexiblerer an spezielle Messtechniken anpassbar. So ist es möglich, große Teile eines solchen Motors wie den Kolben, Teile der Laufbuchse oder Teile des Zylinderkopfs, aus Glas zu fertigen und damit die optische Zugänglichkeit stark zu verbessern. Bei Verwendung einer geeigneten Leistungsbremse, die auch als Elektromotor betrieben werden kann, profitieren gerade optischen Motoren von der Möglichkeit, dauerhaft im Schleppbetrieb zu fahren und nur bei Bedarf für die Messung Kraftstoff einzuspritzen und zu verbrennen. Auf diese Weise wird die Verschmutzung der optischen Zugänge minimiert.

Epp [17] macht einen mittelschnelllaufender Einzylindermotor durch die Installation eines Ringes mit Fensteröffnungen zwischen der Laufbuchse und dem Zylinderkopf optisch zugänglich. Der Zugang wird verwendet um mittels Streulicht die flüssigen Kraftstoffstrahlen zu beobachten und die Verbrennung mittels eines Zwei-Farben-Pyrometers zu bewerten.

3.3 Spray- und Brennkammer

Um sowohl die optische Zugänglichkeit als auch die Flexibilität der Randbedingungen zu maximieren, werden eigens entwickelte nichtmotorische Prüfstände verwendet. Diese Prüfstände geben keine Leistung ab. Verschiedene Techniken erlauben die Erzeugung eines definierten thermodynamischen Zustands zur detaillierten Untersuchung von Einspritzung und Verbrennung. Dies steht im Gegensatz zu motorischen Prüfständen, an denen nur der Druck, nicht jedoch die Temperatur zum Einspritzzeitpunkt gemessen oder geregelt werden kann.

Es existieren Einspritzkammern, die einzig die Untersuchung von nicht-verdampfenden Sprays erlauben und Brennkammern, an denen zusätzlich die Verdampfung und Verbrennung des Dieselkraftstoffes beobachtet werden kann. Je nach Konstruktion haben diese Prüfstände einen oder mehrere optische Zugänge, um verschiedenste Messmethoden durchführen zu können.

In Abhängigkeit der Technik der Druck- und Temperaturerhöhung können verschiedene Arten von Brennkammern unterschieden werden. Jeder Typ hat spezifische Vor- und Nachteile, welche im Folgenden kurz vorgestellt werden:

- Externe Druckerhöhung
    - Unbeheizt
    - Externe Temperaturerhöhung durch elektrische Heizer
        - Instationäre Befüllung
        - Stationäre Durchströmung
- Interne Druck- und Temperaturerhöhung
    - Durch einen beweglichen Kolben
    - Durch eine Vorverbrennung

Die einfachste Variante der Spraykammer stellt die unbeheizte Kammer mit externer Druckerzeugung dar. Diese Art von Prüfstand erlaubt die Untersuchung von nicht verdampfenden Sprays bei motorähnlichen Gasdichten. Aufgrund der geringen Gastemperatur sind keine hohen Drücke nötig um die erforderlichen Gasdichten zu erreichen, so dass auch an die Festigkeit der Konstruktion keine kritischen Anforderungen gestellt werden. Gostic [25] verwendet eine Spraykammer zur Untersuchung des Einflusses der Düsengeometrie auf den Strahlzerfall. Die Kammer hat drei quadratische optische Zugänge von je 200 mm Kantenlänge und bietet somit auch die Möglichkeit der Untersuchung von Großdieselinjektoren. Die Kammer wird mit Stickstoff gefüllt und nicht kontinuierlich durchströmt. Diese Technik birgt die Gefahr der Bildung eines Kraftstoffnebels, welcher die optische Qualität der Messungen beeinträchtigen kann. In der

Studie wurde eine Schattentechnik zur Sichtbarmachung der Strahlkontur verwendet. Von Buchholz [9] wird eine unbeheizte Kammer verwendet, um die Strahlkontur und die Tropfengrößenverteilung von Destillatkraftstoff- und Schwerölsprays zu bestimmen. Zu diesem Zweck wurde die Kammer mit drei Fenstern mit je 130 mm freiem Durchmesser ausgestattet. Als Messtechnik kommen die Phasen-Doppler-Anemometrie und die Streulichtphotographie zum Einsatz.

Da die Analyse der äußeren Kontur nicht verdampfender Sprays nur begrenzte Aussagekraft über das Verhalten der Injektoren im Motor hat, werden beheizte Kammern verwendet, um die Verdampfungs- und Verbrennungseigenschaften der Sprays zu ermitteln. Die an diesen Spraykammern durchgeführten Untersuchungen umfassen eine Vielzahl optischer und laseroptischer Techniken. Eine detaillierte Übersicht verschiedener gebräuchlicher Messtechniken kann den Arbeiten von Crua [12] oder Leick [38] entnommen werden.

Eine Methode zur Druck- und Temperaturerhöhung in der Kammer ist die Verwendung einer Vorverbrennung. Hierzu wird die Kammer mit einem definierten Gemisch aus Sauerstoff, einem Brenngas und Inertgasen gefüllt. Als Brenngas kommen beispielsweise Ethin oder Wasserstoff in Frage. Die Sauerstoffmenge in der Kammer wird so eingestellt, dass nach der Verbrennung die gewünschte Konzentration für die Dieselverbrennung zurückbleibt. Auch AGR-Bedingungen können auf diese Weise nachgestellt werden. Das Gemisch wird durch einen Funken entzündet. Bei der Verbrennung steigen der Druck und die Temperatur in der Kammer an. Als Reaktionsprodukt verbleiben Wasser und Kohlendioxyd, die aufgrund ihrer Wärmekapazität potentiell die Dieselverbrennung beeinflussen können. Die darauf folgende Abkühlung wird über Drucksensoren überwacht. Die Einspritzung wird ausgelöst, sobald die gewünschten Randbedingungen erreicht sind. Auf diese Weise können eine Vielzahl von Druck-Temperatur Kombinationen erreicht werden. Beispiele dieser großen Gruppe von Spraykammern finden sich in [33],[64],[69],[3]. Ein kritischer Punkt bei dieser Art der Beheizung ist die Mischung der Gase und die Verhinderung der Entstehung von Temperaturgradienten. Zu diesem Zweck sind viele der genannten Kammern mit Umwälzeinrichtungen ausgestattet, welche die Gase vor der Zündung durchmischen. Ein Nachteil dieser Art von Prüfstand ist die lange Dauer der Regeneration zwischen den einzelnen Versuchen. Ein weiterer Nachteil ist das Gefahrenpotential bei der Arbeit mit brennbaren Gasgemischen. Positiv sind die hohen erreichbaren Temperaturen und Drücke und die Möglichkeit der raschen Änderung des Betriebspunktes. Diese Art von Prüfstand ist zudem gut geeignet, um die Interaktion des Sprays mit dem Kolben oder der Laufbuchse zu simulieren.

Eine weitere Methode der Temperaturerhöhung stellen elektrische Heizelemente dar. Diese Gruppe von Kammern kann weiter unterteilt werden in solche mit instationärem zyklischem Gaswechsel und einem konstanten Volumen und solche mit einer stationären Durchströmung und konstantem Druck. Die Instationäre Befüllung wurde von Herrmann [30] realisiert, um Zweitaktmotoren zu untersuchen. Im Vorfeld des Versuches wird der so

genannte Rekuperator beheizt. Er besteht aus einer Vielzahl von Stahlplatten welche so angeordnet wurden, dass ein verschränkter Gaspfad entsteht. Nach der definierten Beheizung des Rekuperators strömt Gas mit hoher Geschwindigkeit aus einem Druckspeicher durch den Rekuperator in die Untersuchungskammer, bis ein gewähltes Druckniveau erreicht wird. Dieses Vorgehen hat den Vorteil, dass die brennraumtypische Drallströmung nachgebildet werden kann. Aufgrund der Größe des Brennraumes und der Sprays wurden mehrere kleine Fenster verwendet um die Verbrennung zu beobachten. Eine andere Möglichkeit der instationären Befüllung wird von Jauk [32] und Labs [36] verfolgt. Hier wird die Kammer selber oder eine interne Wandung auf die gewünschte Gastemperatur beheizt. Die Kammer wird mit Gas befüllt und dann verschlossen. Nach Erwärmung des Gases und dem damit verbunden Druckanstieg, wird der Versuch gestartet. Diese Variante der Beheizung erfordert sehr hohe Materialtemperaturen, so dass die Druckfestigkeit der Kammer zu einem limitierender Faktor wird. Aktives Temperaturmanagement durch Kühlung von Bauteilen oder eine strenge Limitierung des maximalen Kammerdruckes sind die Folge. Ein weiterer Nachteil stellt die lange Zeitspanne zum Vorheizen der Kammer und zum Wechseln der Betriebstemperatur dar.

Die Verwendung einer stationär durchströmten Kammer ermöglicht die dauernde Kompensation von Wärmeverlusten und die Erzeugung eines stationären Temperaturfeldes. Betriebstemperatur und Druck können daher sehr gut gemessen und kontrolliert werden. Diese Variante von Spraykammer erfordert die Verwendung leistungsstarker Heizpatronen, um den Gasvolumenstrom kontinuierlich zu erhitzen. Der Impuls des einströmenden Gases unterstützt die Homogenisierung des Temperaturfeldes. Häufig sind die Spraykammern zylinderförmig aufgebaut und längs gespült, was ein homogenes Temperaturfeld ermöglicht, die Untersuchung jedoch auf eine einzelne Spraykeule begrenzt. Ähnliche Konzepte wurden in [19], [47], [66], [70] umgesetzt.

Eine komplett andere Technik zur Druck- und Temperaturerhöhung stellt die Verwendung eines beweglichen Kolbens dar. Diese als Rapid Compression Machines bezeichneten Prüfstände haben daher eine gewisse Ähnlichkeit mit Verbrennungsmotoren. Das Triebwerk für den Kolben ist jedoch anders aufgebaut. So vollzieht der Kolben nur einen einzelnen Hub und verharrt dann in seiner Maximalauslenkung. Unter der Voraussetzung eines Kompressionsverhältnisses, ähnlich dem in modernen Dieselmotoren, muss ein großer Hub gewählt werden, damit ausreichend Volumen im Brennraum zur Unterbringung von Fenstern und Messtechnik zur Verfügung steht. Dadurch sind diese Prüfstände sehr komplex aufgebaut und es kommt zu Vibrationen bei der Beschleunigung und Abbremsung des Kolbens. Die Temperatur- und Druckrandbedingungen können besser als in Einzylindertriebwerken bestimmt werden, aber die Ladungsbewegung ist schwer zu definieren und unterscheidet sich vom tatsächlichen Motor. Ähnliche Prüfstände wurden in [1], [16], [57], [60] verwendet, um grundlegende Zusammenhänge der dieselmotorischen oder homogenen Verbrennung mit Fokus auf einzelnen Teilaspekte, wie z.B. Kraftstoffqualität, Düsengeometrieeinfluss oder Klopfverhalten, zu untersuchen.

3.3.1 Hydraulikprüfstände

Zur gesonderten Untersuchung der Injektorhydraulik wurden Einspritzverlaufs- und Einspritzmengenindikatoren entwickelt. Ziel dieser Verfahren ist die Ermittlung der eingespritzten Kraftstoffmenge und des zeitlich aufgelösten Massenstroms. Diese Informationen sind wichtig für die Erstellung und Optimierung von Injektorkennfeldern. Auch für die Interpretation weiterführender Untersuchungen ist die Kenntnis des Einspritzverlaufs sehr wichtig. Wie anhand verschiedener Studien zum Einfluss einer Einspritzverlaufsformung deutlich wird [19], [26], [74], hat die Form des Einspritzverlaufs deutliche Auswirkungen auf den Wirkungsgrad und die Schadstoffbildung im Dieselmotor.

Ein weit verbreitetes Konzept zur Ermittlung des Einspritzverlaufs stellt das so genannte Boschrohr dar [8]. Dabei wird der Kraftstoff vollständig in ein mit Kraftstoff gefülltes Rohr geleitet. Im Rohr herrscht ein frei bestimmbarer Gegendruck. Aufgrund der Erhöhung der Kraftstoffmasse kommt es im Rohr lokal zu einem Druckanstieg. Vom Drucksignal lässt sich auf die eingespritzte Masse zurückrechnen. Entlang des Rohres breitet sich die Druckwelle aus. Eine ausreichende Länge des Rohres ist entscheidend, damit die am Ende des Rohres reflektierte Druckwelle nicht mit dem ursprünglichen Signal interferiert und dadurch die Messung verfälscht [34].

4 Versuchsaufbau und -auswertung

Im vorigen Kapitel wurde ein Überblick verschiedener Prüfstandstypen und Messverfahren zur Erforschung der dieselmotorischen Prozessführung gegeben. Im Folgenden werden die Anforderungen der vorliegenden Messaufgabe dargestellt und der aufgrund dessen ausgewählte Versuchsaufbau beschrieben.

Ziel der Versuche soll es sein den Einfluss der Düsengeometrie eines Kraftstoffinjektors auf die einzelnen Teilprozesse der dieselmotorischen Verbrennung zu ermitteln. Dazu werden mehrere Düsen mit unterschiedlich ausgeprägten Spritzlöchern im Wechsel auf einen Düsenhalter montiert und an einem geeigneten Prüfstand untersucht. Die obersten Ziele sind dabei:

- die Verwendung von Messtechnik, die es erlaubt die komplexe Wirkkette vom Austritt des Kraftstoffes aus der Düse bis zur Verbrennung und Schadstoffentstehung detailliert zu untersuchen, um so auftretende Effekte plausibel erklären zu können,
- eine robuste Versuchsmethode, welche die Untersuchung einer erhöhten Zahl an Versuchsträgern bei unterschiedlichen Betriebspunkten erlaubt und
- eine gute Übertragbarkeit der Versuchsergebnisse auf den realen Motorbetrieb, indem der Kraftstoff und die kraftstoffseitige Peripherie identisch zum Serienmotor sind und die Umgebungsbedingungen bei der Kraftstoffeinspritzung möglichst nah am realen Betriebspunkt liegen.

Im weiteren Verlauf werden der Injektorhalter und die verwendeten Düsengeometrien, die gewählten Messtechniken sowie der Aufbau und die Konstruktion des Prüfstandes beschrieben.

4.1 Versuchsträger

Die Versuche wurden im Kontext des BMWi Verbundprojektes "FAME" durchgeführt. Dessen Ziel ist die Optimierung eines mittelschnelllaufenden MaK M32 Motors für die Erreichung zukünftiger Abgasgrenzwerte. Die Erkenntnisse aus der Untersuchung sollen daher bestmöglich auf diesen Motortypen übertragbar sein. Aus diesem Grund wurden beim Rail, dem Injektor und der dazwischen liegenden Hochdruckleitung Serienteile verwendet. Die untersuchten Düsen wurden für die Kammerversuche jeweils auf den Injektor montiert.

Beim Injektor (siehe Abbildung 6) handelt es sich um einen schwerölfähigen Common-Rail Injektor mit Magnetventilsteuerung der Firma L‘Orange. Der Injektor hat nur einen Kraftstoffkreislauf und wird mit Motoröl gekühlt und geschmiert. Die Hauptunterschiede zu PKW und NKW Injektoren sind, abgesehen von höheren Kraftstoffmassenströmen, hauptsächlich der Schwerölfähigkeit geschuldet. Diese erfordert eine Anpassung von Material und Durchmessern der Einlass- und Auslassdrosseln des Steuervolumens an den

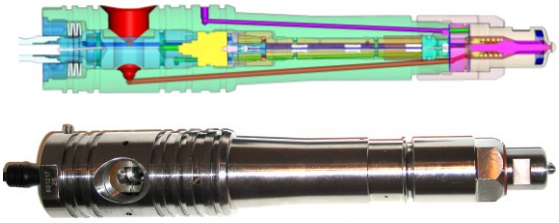

Abbildung 6: Für die Untersuchung verwendeter Injektor im Schnitt und als Photographie

hoch abrasiven Kraftstoff. Schweröl hat bei Raumtemperatur eine hohe Viskosität. Um die Viskosität zu senken und eine Verwendung im Dieselmotor zu ermöglichen muss das gesamte Kraftstoffsystem auf Temperaturen von ca. 100 - 150 °C erhitzt werden. Aus diesem Grund wurde der Elektromagnet durch eine Stange konstruktiv vom Ventil und damit vom Kraftstoff getrennt, um so die Temperaturbelastung im Schwerölbetrieb zu verringern.

Die sechs untersuchten Düsengeometrien wurden gezielt ausgewählt und gefertigt, um die möglichst isolierte Bewertung des Einflusses der Konizität und des Bohrungsdurchmessers zu ermöglichen. Die Konizität ist definiert durch den k-Faktor, welcher ein Maß für den Kegelwinkel der Spritzlochbohrung darstellt. Ein k-Faktor von 0 beschreibt eine zylindrische Düse.

$$k - Faktor = \frac{D_{IN} - D_{OUT}}{L_{Loch}} \cdot 100 \qquad (4)$$

In Abbildung 7 ist die Nomenklatur der Spritzlochbemaßung dargestellt. Der Verrundungsradius r_{IN} des Spritzloches ist neben der Konizität und der Länge des Spritzloches eine der wichtigsten Einflussgrößen für das Spray. Der Verrundungsradius entsteht durch die hydroerosive Verrundung des Spritzloches und kann je nach Verrundungsprozess und Durchfluss unterschiedlich stark ausgeprägt sein. Er bestimmt

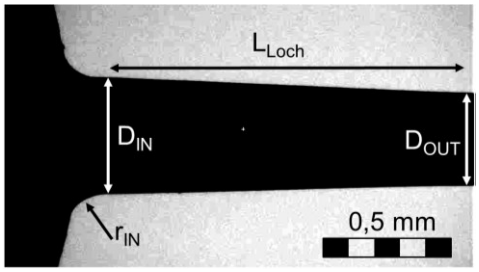

Abbildung 7: Fotografie des Spritzlochabdruckes einer K6N8 Düse zur Veranschaulichung der untersuchten Spritzlochgeometrie und Nomenklatur; der Kegel des Spritzloches entsteht beim Drahterodieren; die Rundung r_{IN} entsteht durch die hydroerosive Verrundung und kann im Extremfall den Kegel des Spritzloches effektiv verändern

Tabelle 1: Übersicht der untersuchten Düsengeometrien

Bezeichnung	k-Faktor	Lochanzahl	Q100 pro Spritzloch in ml/min	r_{IN} in µm	D_{OUT} in µm	r_{IN}/D_{OUT}
K0-N8	0	8	825	65	384	0,17
K3-N8	3	8	825	165	348	0,47
K6-N8	6	8	825	134	346	0,39
K0-N10	0	10	660	65	340	0,19
K3-N10	3	10	660	144	317	0,45
K6-N10	6	10	660	159	306	0,52

maßgeblich den Grad der Strömungsablösung und den Druckverlustbeiwert, d.h. den hydraulischen Durchfluss der Düse. Die Verrundung des Spritzloches kann somit je nach Ausprägung die effektive Konizität des Spritzloches beeinflussen.

Eine Gesamtübersicht der untersuchten Düsengeometrien ist in Tabelle 1 gegeben. Die zwei untersuchten Lochdurchmesser resultieren aus der gewählten Gesamtanzahl von Spritzlöchern. Der hydraulische Gesamtdurchfluss ist für alle Düsen gleich.

Im Vorfeld der Sprayuntersuchung wurden einige Düsen am Einspritzverlaufsindikator untersucht. Der Prüfstand wurde ausführlich von Drescher [14] und Fink [19] beschrieben. Mittels dieser Untersuchung wurde sichergestellt, dass alle Düsen den gleichen Durchfluss besitzen. Die Technik erlaubt es Durchflussschwankungen zu detektieren, welche durch Druckschwingungen im Hochdruckkraftstoffsystem ausgelöst werden. In Abbildung 8 sind die Einspritzverläufe dreier Düsen gezeigt. Neben der guten Übereinstimmung der

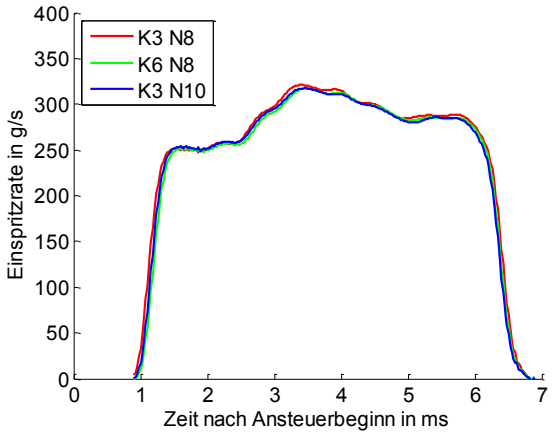

Abbildung 8: Einspritzverläufe der untersuchten Düsen bei 1400 bar Raildruck und 4 ms Ansteuerdauer; es wird davon ausgegangen, dass die gezeigten Verläufe für alle in der Arbeit untersuchten Düsengeometrien repräsentativ sind

Einspritzverläufe ist ersichtlich, wie eine Drucküberhöhung in der Kraftstoffleitung bei ca. 2,5 ms die Einspritzrate um ca. 20% ansteigen lässt. Eine Schwankung der Einspritzrate in dieser Größenordnung hat das Potential den Strahlaufbruch zu beeinflussen und sich in den Messergebnissen der Düsen wider zu spiegeln.

4.2 Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer

In vorangegangenen Arbeiten am Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren wurden bereits diverse wissenschaftliche Fragestellungen mittels Sprayuntersuchungen an Einspritzkammern bearbeitet. Die vor Start dieses Projektes bereits bestehende Einspritzkammer wurde von Buchholz [9] aufgebaut und von Fink [19] weiterentwickelt. Auch für die hier unternommene Untersuchung des Einflusses der Düsengeometrien ist der Einsatz der Einspritzkammer die geeignetste Wahl. Aufgrund der reproduzierbaren Umgebungsbedingungen und der optimalen optischen Zugänglichkeit können die Teils subtilen Unterschiede in den Sprayeigenschaften am besten untersucht werden.

Die bestehende Hochdruckkammer ist optimiert für die Untersuchung einer einzelnen Spraykeule. Der spezielle asymmetrische Aufbau mit einem Winkel von 100° zwischen den Fensterebenen wurde gewählt, um eine Untersuchung mittels Phasen Doppler Anemometrie zu begünstigen. Auch Streulichtphotographien der Sprays sind mit dem Aufbau ohne weiteres möglich. Fink [19] installierte eine Schlieren-Streulicht-Methode zur Sichtbarmachung der verdampften Kraftstoffphase. Für die Realisierung dieser Messtechniken ist die Isolierung eines einzelnen Kraftstoffstrahls zwingend notwendig. Aus der gesonderten Betrachtung eines Strahles ergeben sich jedoch auch Nachteile im Vergleich mit einer Betrachtung aller Strahlen eines Injektors. Durch die Betrachtung aller Strahlen vervielfacht sich die Menge der Datenbasis und es werden Aussagen über die Strahlsymmetrie möglich. Weiterhin wird durch die Betrachtung aller Strahlen die potentielle Beeinflussung der Düseninnenströmung und des Strahlaustritts durch Verwendung einer 1-Loch-Düse oder eine Düsenkappe zur Strahlabschirmung vermieden. Die bestehende Hochdruckkammer ist für einen Druck von maximal 60 bar ausgelegt. Die Fensteröffnungen haben einen freien Durchmesser von 130 mm.

4.2.1 Anforderungen an die neue Hochdruck-Hochtemperatur Kammer

Aufgrund der oben genannten Beschränkungen wurde im Rahmen dieser Arbeit eine neue Hochdruckkammer konzipiert, konstruiert und installiert. Dabei wurden die Betriebsgrenzen der alten Kammer erweitert und die generelle Bauart auf andere Messtechniken ausgerichtet. Das folgende Lastenheft beschreibt die Anforderungen an die neue Konstruktion:

Möglichkeit der Beobachtung des gesamten Strahlbilds eines M32 Motors

Der Aufbau der neuen Kammer muss demnach mit einem im Zentrum der Fensteröffnung montierten Injektor erfolgen. Die Strahlen benötigen freien Raum zur Ausbreitung von mindestens 320 mm im Durchmesser. Die Fenstergröße wird auf einen freien Durchmesser von 300 mm festgelegt. Der Prüfstand besitzt damit einen der größten optischen Zugänge aller bisher bekannten Einspritzkammern.

Nachbildung von Gasdichten und -temperaturen analog den Brennraumbedingungen von Dieselmotoren

Wichtige Parameter für die Ausbreitung und Verdampfung von Einspritzstrahlen sind die Gasdichte und die Gastemperatur. Ausgehend davon sind in Abbildung 9 verschiedene Motorbetriebspunkte des Caterpillar Vollmotors M32 und des WTZ Einzylinder Motors FM24 über diese beiden Größen dargestellt. Aus der Grafik wird ersichtlich, dass eine Temperatur bis 950 K bei einem Druck bis 200 bar in der Kammer nötig sind, um die Umgebungsbedingungen der relevanten Motoren bei Volllast nachbilden zu können.

Die Erzeugung der geforderten Drücke und Temperaturen stellt eine große Herausforderung dar. Um längerfristig die Möglichkeit zu haben alle gewünschten Betriebsbedingungen darstellen zu können, wurde die Kammer daher für zwei Betriebsarten ausgelegt. Die erste Variante ist der stationäre Betrieb mit externer Druck- und elektrischer Temperaturerhöhung der Luft. Dabei wird die Kammer stationär mit Gas durchströmt. Bei dieser Variante sind die realisierbaren Drücke und Temperaturen begrenzt. Sie wird aber als erstes am Prüfstand umgesetzt, da in der Vergangenheit viele Erfahrungen mit dieser Methode gesammelt werden konnten. Als zweite Variante ist der instationäre Betrieb mit einer Vorverbrennung vorgesehen. Die Auslegung der Kammer berücksichtigt die dabei auftretenden Druck- und Temperaturspitzen. Diese Variante

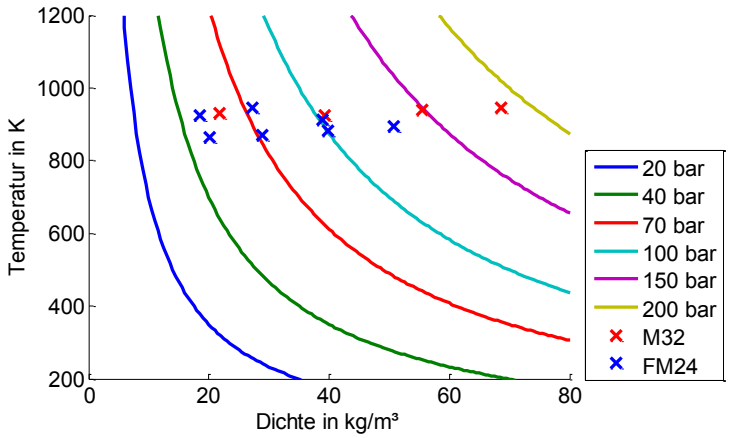

Abbildung 9: Darstellung der Betriebspunkte von 25% bis 100% Last des Caterpillar Vollmotors und des WTZ Einzylinder Motors; ebenfalls dargestellt sind die korrespondierenden Drücke von Luft als ideales Gas

erlaubt die Realisierung aller motorisch relevanten Umgebungsbedingungen.

Fokus auf die Schlieren-Streulicht Messtechnik
Die Methode erfordert das Durchleuchten der verdampfenden Kraftstoffstrahlen mit parallelem Licht. Da die Einbringung einer zweiten Fensteröffnung neben dem Injektor konstruktiv viele Probleme bereitet, wird das Licht zum Durchleuchten durch das große Hauptfenster sowohl ein- als auch ausgekoppelt. Dafür muss hinter dem Injektor ausreichend Platz für die Installation eines Hochtemperaturspiegels vorgesehen werden. Die Beleuchtung der Flüssigphase erfolgt durch weitere Fenster senkrecht zur Beobachtungsrichtung.

Flexibilität zum Aufbau unterschiedlicher Messkonfigurationen
Um die Anpassung an verschiedenste Messaufgaben zu ermöglichen, werden viele Teile der Kammer als Flanschverbindungen ausgeführt. Dadurch lässt sich die Anordnung der Flansche frei verändern. Des Weiteren ist es möglich einzelne Komponenten komplett auszutauschen, um so neue Applikationen zu ermöglichen.

4.2.2 Konzeptionierung der Hauptkomponenten

Ein Überblick über das Aussehen und den Zusammenbau der Hauptkomponenten der Hochdruckkammer ist in Abbildung 10 gegeben. Detaillierte Bauzeichnungen wurden dieser Arbeit nicht hinzugefügt. Diese Informationen sind der gesonderten Dokumentation der Hochdruckkammer zu entnehmen. Im Folgenden werden die wichtigsten Merkmale der Hauptkomponenten und -bauteile vorgestellt:

Grundkörper
Aufgrund des besonders großen Frontfensters muss die Tiefe der Kammer möglichst klein gewählt werden, um das Gesamtvolumen zu begrenzen. Ein zu großes Volumen wird im stationären Betrieb teilweise ungleichmäßig durchströmt und im instationären Betrieb werden zu große Mengen Brenngas für die Verbrennung benötigt. Als Grundform der Kammer wird daher ein Zylinder gewählt. Der Grundkörper der Kammer wird als Mantelring ausgeführt. Auf den beiden Grundflächen werden Flanschverbindungen für das Hauptfenster und die Rückwand vorgesehen. Um eine bessere Stabilität bei der Montage zu gewährleisten, werden Standbolzen anstelle durchgehender Schrauben für die beiden großen Flansche verwendet. Um eine bessere Durchströmung der Kammer zu ermöglichen wird ein symmetrischer Aufbau bevorzugt. Es kommt somit nur eine gerade Anzahl von Mantelöffnungen in Frage. Die gewählte Anzahl von acht Öffnungen ermöglicht die Installation von zwei Gaseinlässen, zwei Auslässen und vier Fenstern zur Beleuchtung der Strahlen.

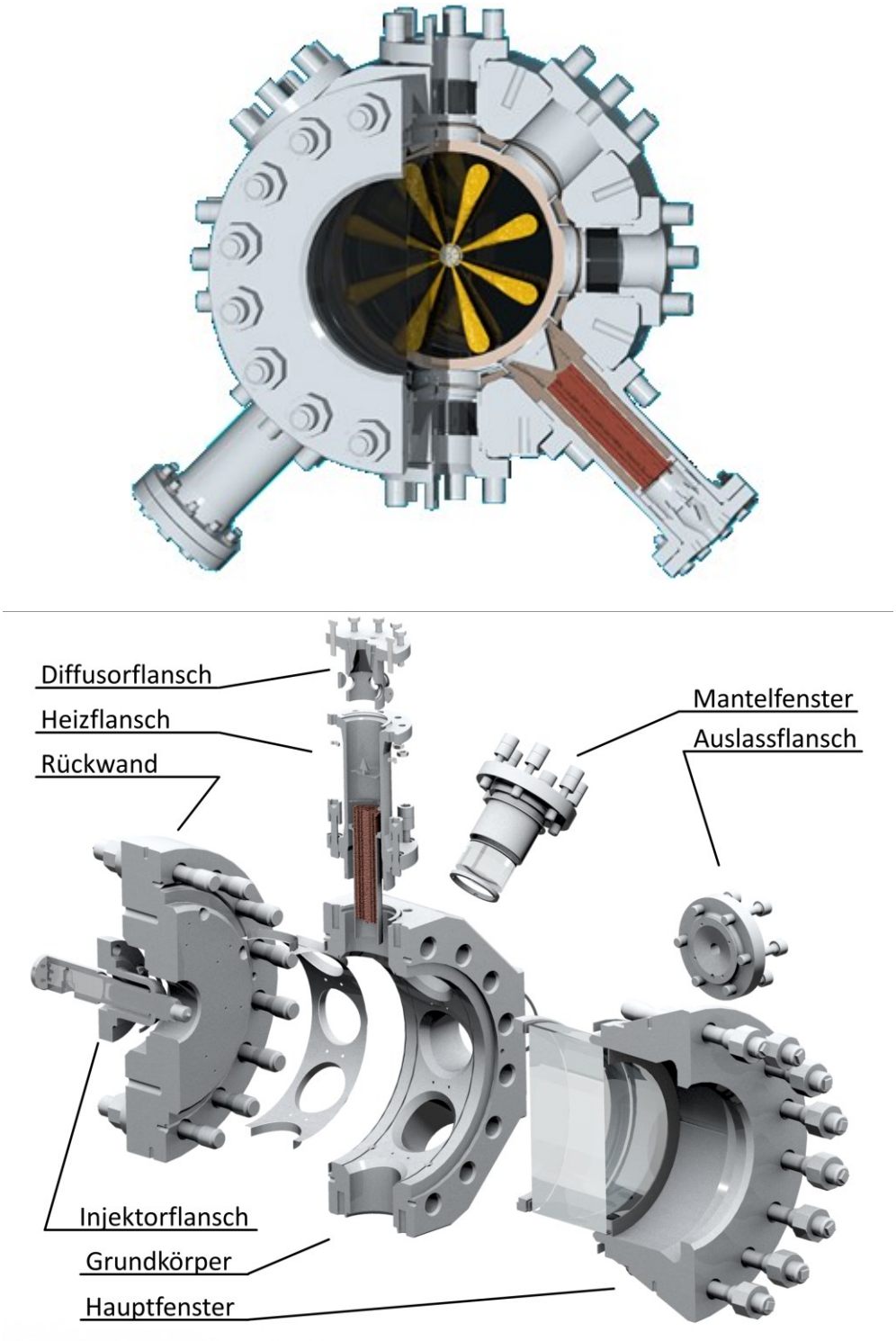

Abbildung 10: Zusammenbauzeichnung der Kammer im Viertelschnitt (oben), beispielhaft mit dem Spray einer 8-Loch-Düse sowie Explosionsdarstellung der wichtigsten Bauteile der Hochdruckkammer im Halbschnitt (unten)

Fensterflansche

Aufgrund der guten Erfahrungen mit der bereits bestehenden Kammer wird das Glas des „Hauptfensters“ sowie der „Mantelfenster“, im Gegensatz zu anderen in der Literatur beschriebenen Konstruktionen, fest in einem Flansch aufgenommen. Die auf die Glasscheibe wirkenden Druckkräfte werden stirnseitig über eine kreisringförmige Dichtung in den Flansch geleitet. Über ein Gewinde auf der Innenseite des Flansches kann eine leichte Vorspannung auf die Scheiben gegen die stirnseitige Dichtung aufgebaut werden. Die Hauptkraft zur Abdichtung der Glasscheiben wird durch den Innendruck aufgebracht. Zur Gewichtsreduktion wird der Flansch des "Hauptfensters" von außen konisch ausgeführt, so dass die Bolzen freiliegen. Bei den "Mantelfenstern" wurde Wert darauf gelegt die Glasscheiben möglichst tief in den Grundkörper zu versenken um einen möglichst bündigen Abschluss auf der Innenseite der Kammer zu erzielen.

Gaseinlass und Gasauslass

Der Gaseinlass besteht aus einer Hülse zur Aufnahme des Luftheizelementes und einem vorgeschalteten Diffusor. Durch den Diffusor erfolgt auch der elektrische Anschluss des Heizelementes. Der Diffusor besteht aus einem Kegel und einem Lochblech und wurde mittels CFD Simulationen optimiert, um eine möglichst gleichmäßige Durchströmung aller Kanäle des Heizelementes zu erreichen. Zwischen dem Ausgang des Heizelementes und dem Innenraum der Kammer wurde ein Freiraum gelassen, der es erlaubt einen weiteren Diffusor einzusetzen. Dieser soll dazu beitragen die Strömung in der Kammer zu optimieren und den Eintritt von flüssigem oder gasförmigem Kraftstoff in das Heizelement zu minimieren. Sowohl Gaseinlass als auch –Auslass wurden mit Hochtemperaturwolle und Keramikelementen isoliert, um den Wirkungsgrad des Heizers zu erhöhen und die Stahlbauteile vor starken Temperaturgradienten zu schützen.

Heizung und Isolierung

Eine wichtige Funktion der Kammer ist die Erzeugung eines homogenen Temperaturfeldes, um die Messabweichung bei der Untersuchung von Verdampfung und Verbrennung gering zu halten. Zu diesem Zweck wurden Isolations- und Heizelemente eingesetzt, die den Wärmefluss verringern bzw. ausgleichen. Auf der Innenseite der Kammer wurde als „Liner“ ein zylinderförmiges Blech installiert, welches den direkten Kontakt der Kammerströmung mit dem Grundkörper verhindert. Auf dem Blech ist ein Heizkörper mit 1 kW Heizleistung montiert. Zwischen Kammerkörper und Blechring wurde Hochtemperaturwolle zur Isolation eingesetzt. Die großflächige Kammerrückwand wurde mit einer Platte aus mikroporöser Kieselsäure isoliert. Zur Isolierung der Kammerfenster kann eine Doppelverglasung installiert werden, die jedoch der Druckwelle einer Dieselverbrennung nicht standhält. Die Doppelverglasung wurde daher bei den Messreihen nicht verwendet. Da Quarzglas ein schlechter Wärmeleiter ist, sind die Wärmeverluste im Vergleich mit den anderen Bauteilen daher nicht unverhältnismäßig groß.

„Injektorflansch“
Die für den Bau der Kammer verwendeten Materialien wurden so ausgewählt, dass s kein Bauteil durch die auftretenden Temperaturen Schaden nimmt. Die zu vermessenden Injektoren sind in der Kammer jedoch stark gefährdet durch Überhitzung Schaden zu nehmen. Zum einen verträgt das Magnetventil nur Temperaturen bis ca. 150°C, zum anderen verlieren die Metallwerkstoffe ihre durch Vergütung gewonnene Festigkeit. Das Temperaturproblem der Injektoren entsteht durch die kontinuierliche Temperaturbeaufschlagung in der Kammer. Im Motor ist die thermische Belastung, aufgrund der zyklischen Arbeitsweise, weniger hoch. Des Weiteren sorgt der kontinuierliche Kraftstoffdurchsatz im Motor für eine Kühlung der Düsen, wohingegen in der Kammer mit einer sehr niedrigen Schussfrequenz von ca. 2 Einspritzungen pro Minute gearbeitet wird. Um diesem Problem zu begegnen, wird der zur Aufnahme der Injektoren verwendete "Injektorflansch" kontinuierlich von Öl- oder Kraftstoff durchströmt. Der Injektor ist also vollständig vom Kühlmedium umgeben.

4.2.3 Auslegung mittels AD2000, FEM und CFD

Die Auslegung und Berechnung der Bauteile erfolgte mit dem Regelwerk der AD2000. In diesem konnten für alle Bauteile passende Modelle gefunden werden. Die Berechnung nach AD2000 umfasst die Auslegung der Flanschverbindungen, d.h. Wandstärken und Schrauben, und die Auslegung der Fensterdicke. Zur Sicherheit wurde die Größe der auftretenden Spannungen aller Bauteile durch FEM Simulationen validiert. Weiterhin wurden die FEM Simulationen verwendet, um basierend auf Methoden der VDI 2230 die Lebensdauer der Schrauben abzuschätzen.

Um der Auslegung für zwei Betriebsmodi gerecht zu werden, wurden für alle Berechnungen zwei Lastfälle mit unterschiedlichen Drücken und Temperaturen angenommen. Im instationären Betriebsmodus werden durch die Vorverbrennung die höchsten Gasdrücke und -Temperaturen erreicht. Die Temperaturbelastung der Bauteile ist jedoch geringer, denn die Spitzentemperaturen werden nur wenige Sekunden aufrecht gehalten. In dieser Zeit können nur begrenzte Wärmemengen auf die Bauteile übertragen werden. Im stationären Betriebsmodus können weniger hohe Drücke erreicht werden, weil die Druckerzeugung durch externe Kompressoren begrenzt ist. Die Temperaturbelastung ist dafür höher, da die Gastemperatur quasi stationär ist. Aus diesen Überlegungen resultieren die in Tabelle 2 gegebenen Randbedingungen für die Auslegung der Kammer.

Tabelle 2: Gasdruck und Temperatur des Stahles für die Auslegung der Hochdruckkammer

Betriebsmodus	Druck in bar	Temperatur in °C
stationär	150	500
instationär	250	300

In Abbildung 11 ist eine Simulation mittels der Finite Elemente Methode des kleinsten möglichen Symmetrieelementes der Hochdruckkammer dargestellt. Das Element enthält ein sechzehntel des Grundkörpers und des großen Flansches sowie ein Viertel des kleinen Mantelflansches. Als Flanschbauteile wurden die Fenster gewählt, da diese die höchste Belastung auf die Schrauben verursachen. Dies hängt mit der geringeren Steifigkeit der Flansche aufgrund der Sichtöffnung zusammen. Ähnliche Simulationen wurden zur Sicherheit mit allen Flanscharten durchgeführt. Wie in der Darstellung erkennbar ist, stellen die Schrauben die am stärksten belasteten Elemente dar. Besonders im Bereich des ersten Gewindeganges der M42 Dehnschraube kommt es zu einer Spannungserhöhung aufgrund der stark vereinfachten Modellierung der Verschraubung. Zur Abschätzung der tatsächlichen Spannungen an dieser Stelle wurde auf ein Verfahren der VDI 2230 zurückgegriffen, bei der der Spannungsverlauf im Schraubenschaft auf die Einschraubstelle extrapoliert wird. In Abbildung 11 ist die Spannungsverteilung im Mantelfenster vergrößert dargestellt. Hier ist zu erkennen, dass erhöhte Spannungen erwartungsgemäß an Kerben auftreten. Durch die Einbringung großer Radien bleiben die Spannungen jedoch unkritisch. Auch an der Stelle der Krafteinleitung durch die Schraube treten erhöhte, jedoch unkritische Spannungen auf.

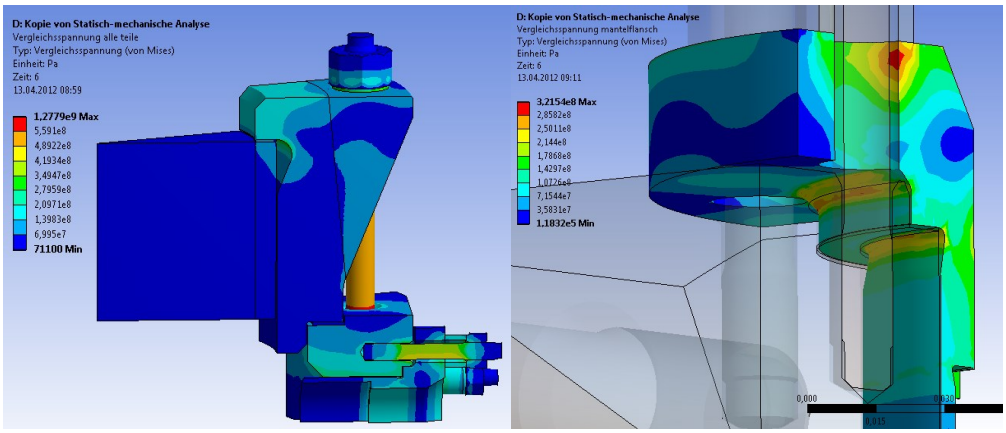

Abbildung 11: FEM Simulation des kleinsten Symmetrieelementes der Hochdruckkammer mit angeflanschtem Hauptfenster und Mantelfenster (links) und detaillierte Darstellung der Vergleichsspannungen im Mantelfenster (rechts); die Spannungsverläufe in den Körpern sind unkritisch, jedoch werden in den Schrauben Spannungen nahe der Dehngrenze erreicht

Die verwendeten Rechenmodelle aus der AD2000 sind für die verwendeten Glasscheiben streng genommen nicht mehr anwendbar, da die analytischen Modelle auf der Plattentheorie für dünne Scheiben basieren. Auch die Glasscheiben wurden daher mittels FEM berechnet. Die maximalen Zugspannungen traten bei diesen Rechnungen stets in unmittelbarer Nähe der Lagerung auf. In den Rechnungen stellte sich ein sehr komplexer Spannungszustand ein, der zudem eine starke Abhängigkeit vom verwendeten Rechennetz zeigte. Die Bewertung der tatsächlichen Belastung war daher schwer, so dass ein sehr großer Sicherheitsfaktor für die Dicke der Scheiben gewählt wurde. Chervin et al. [11] fanden heraus, dass dicke Scheiben auch zur Verminderung des Gefahrenpotentials bei einem Glasbruch beitragen. Dünne Scheiben zerbersten bei einem Bruch vollständig. Die entstehenden Glasfragmente werden durch den Innendruck beschleunigt und stellen ein Sicherheitsrisiko dar. Dicke Scheiben dagegen verkanten bei einem Bruch, so dass keine gefährlichen Fragmente entstehen können.

Konstruktionsbegleitend wurden CFD Simulationen zur Optimierung der Geometrie eingesetzt. In Abbildung 12 ist eine Simulation der Strömung im Bereich vor den Luftheizelementen anhand der Raumgeschwindigkeit dargestellt. Um die Heizelemente vor lokaler Überhitzung zu schützen ist es wichtig, alle Kanäle gleichmäßig mit Luft zu durchströmen. Dies ist im Ausgangspunkt auf der rechten Seite von Abbildung 12 nicht gegeben, da nicht genug Raum zwischen dem Austritt aus der Rohrleitung und dem Eintritt in das Heizelement vorhanden ist. Durch Einbringung eines Kegels und eines Lochbleches konnte eine sehr gute Gleichverteilung auf die Kanäle erreicht werden. Im Betrieb können so besonders hohe Gastemperaturen von über 900 °C (gemessen unmittelbar hinter den Heizelementen) realisiert werden.

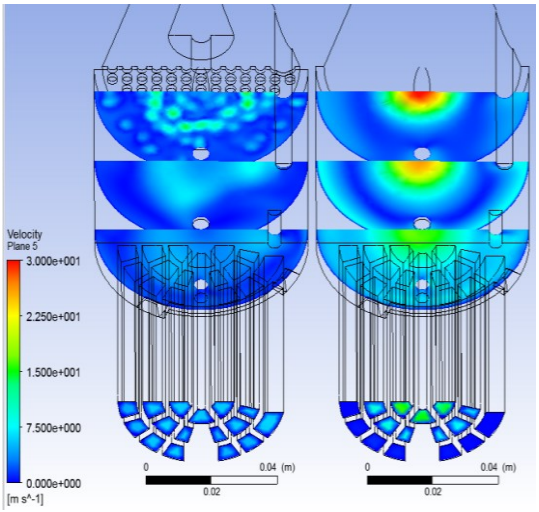

Abbildung 12: Verwendung einer CFD Simulation zur Optimierung der Strömungsgleichverteilung in den Kanälen des Heizelementes. Dargestellt ist die Strömungsgeschwindigkeit auf mehreren Schnitten; rechts ist der Ausgangspunkt und links der durch einen Kegel und ein Lochblech optimierte Fall dargestellt

In weiteren Simulationen wurde die Ausrichtung von Lufteinlässen und Luftauslässen der Kammer optimiert. Dies erfolgte mit dem Ziel ein möglichst homogenes Temperaturfeld für die Versuche zu gewährleisten. Ein ungleichmäßiges Temperaturfeld führt dazu, dass die Verdampfung und Zündung der individuellen Einspritzstrahlen eines Injektors nicht untereinander verglichen werden können. Bei geeigneter Mittelung der einzelnen Einspritzstrahlen hat eine leichte Temperaturungleichverteilung jedoch keinen negativen Einfluss auf die Vergleichbarkeit der Messreihen, da die Verteilung alle Messungen in gleichem Maße beeinflusst. Die Simulationen in Abbildung 13 zeigen, dass es bei stationärer Durchströmung der Kammer zu einer Temperaturschichtung kommt. Diese Schichtung ist bei horizontalem Gaseinlass wie in Variante b besonders stark ausgeprägt. Um die Schichtung zu verringern wurde Variante a mit vertikaler Ausrichtung der Lufteinlässe der Vorzug gegeben. Wie in der Abbildung zu erkennen, ist die Schichtung in Variante a eher senkrecht zur Rückwand ausgeprägt. Es wird angenommen, dass diese Art der Schichtung alle Strahlen in gleichem Maße beeinflusst. Die durch die Einspritzstrahlen induzierte Turbulenz trägt im realen Kammerbetrieb dazu bei, die Temperaturschichtung zu verringern. Der Effekt dieser Durchmischung wird in Variante a begünstigt.

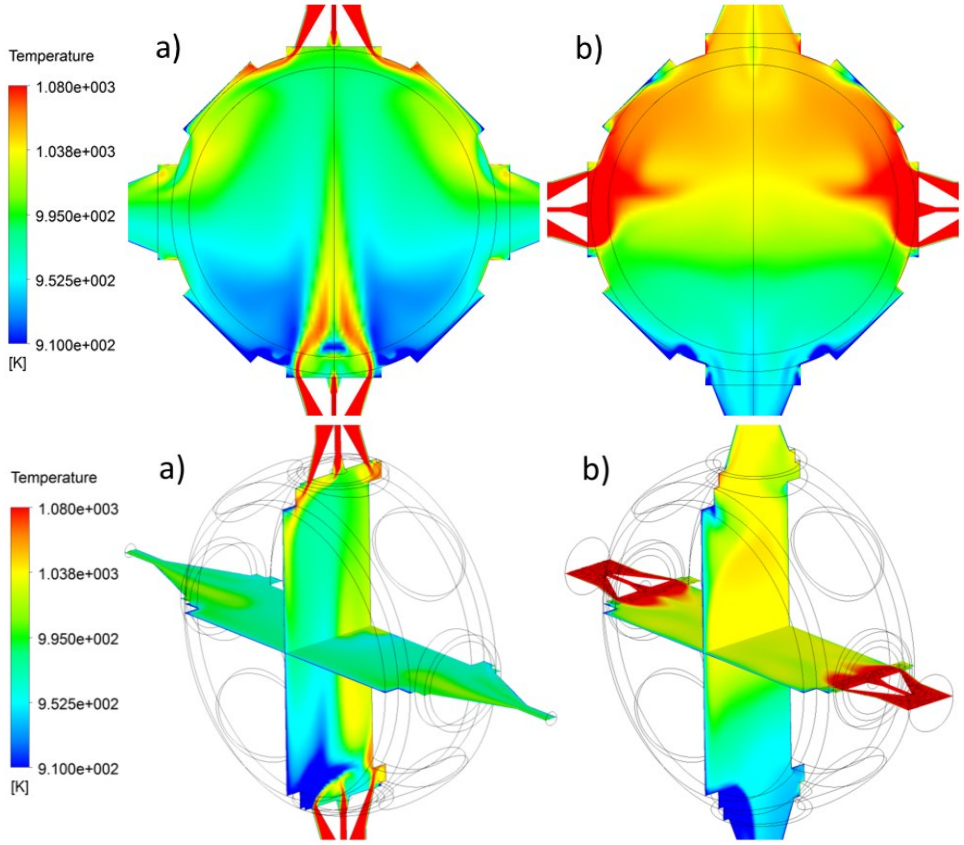

Abbildung 13: Temperaturprofil in der Hochdruckkammer zum Vergleich der Variante a mit vertikalem Lufteinlass und der Variante b mit horizontalem Lufteinlass; die Geometrie der Kammer ist leicht vereinfacht

4.2.4 Werkstoffauswahl

Ein wichtiges Kriterium für die Haltbarkeit und Sicherheit der Hochdruckkammer stellt die Materialauswahl dar. Dieser Punkt war besonders wichtig für die baubegleitende Abnahme und die spätere Festigkeitsprüfung durch einen Sachverständigen. Die für Druckbehälter zulässigen Werkstoffe müssen eine besonders hohe Zähigkeit sowie eine hohe Bruchdehnung aufweisen. Der Grund hierfür liegt im verminderten Rißwachstum bei duktilen Werkstoffen. Durch eine hohe Bruchdehnung sinkt die Gefahr des Gewaltbruchs bei einer Belastung mit zu großem Innendruck. Eine weitere wichtige Materialeigenschaft ist die Zeitstandfestigkeit, welche die Kriechneigung des Werkstoffes beschreibt und aufgrund der hohen Materialtemperaturen für die Sicherheit der Kammer von Bedeutung ist. Alle Bauteile mit Ausnahme der Schrauben sind aus demselben Werkstoff 1.4922 gefertigt. Dieser ist in EN 10222-2 genannt und somit auch nach AD 2000 zugelassen. Der Stahl verfügt über die höchste Warmfestigkeit der in der Norm genannten ferritischen und martensitischen Stähle. Um seine Festigkeit zu erreichen wird er nach der Bearbeitung vergütet. Für die Schrauben wird der Werkstoff 1.7711 (40 CrMoV4-6) nach EN 10269 verwendet. Auch dieser Werkstoff verfügt über eine sehr hohe Warmfestigkeit, welche durch Vergüten realisiert wird. Bei allen Halbzeugen aus 1.4922 handelt es sich um Schmiedestücke. Die Halbzeuge aus 1.7711 sind warmgewalzt. Beide Werkstoffe sowie deren Festigkeitseigenschaften sind in Tabelle 3 aufgeführt.

Der Werkstoff der Sichtfenster wurde bei den obigen Betrachtungen noch nicht erwähnt. Aufgrund der optischen Eigenschaften wird ein synthetisches Quarzglas der Firma Corning mit der Bezeichnung 7980 3F verwendet. Dieses weist bis in das UV-Spektrum einen sehr hohen Transmissionskoeffizient auf. Aufgrund der hohen Sprödigkeit von Quarzglas müssen besondere Berechnungsverfahren zur Bestimmung der maximal zulässigen Spannungen angewendet werden. Da die AD 2000 nur ein Berechnungsverfahren für Druckbehälter aus Borosilikatglas beinhaltet, wurde dieses Verfahren unter Einbeziehung weiterführender Erkenntnisse aus wissenschaftlichen Veröffentlichungen erweitert, um die Berechnung des hier verwendeten Quarzglases (auch Kieselglas, SiO_2) zu ermöglichen. Die niedrigere Transformationstemperatur von Borosilikatglas (500°C) im Vergleich zu Quarzglas (1130°C) sowie der höhere Wärmeausdehnungskoeffizienten von Borosilikatglas ($3{,}3 \times 10^{-6}\ K^{-1}$) im Vergleich zu Quarzglas ($0{,}51 \times 10^{-6}\ K^{-1}$) lassen Borosilikatglas als Werkstoff

Tabelle 3: Für den Bau der Hochdruckkammer verwendete Eisenwerkstoffe sowie deren Eigenschaften

Werkstoff-nummer	Kurzname	$R_{p\,0,2}$ in N/mm² 20 °C	300 °C	500 °C	Bruch-dehnung in %	Kerbschlag-arbeit in J	Zeitstandfestigkeit 10 000 h - 500°C in N/mm²
1.4922	X20CrMoV11-1	500	390	290	14-16	27-31	292
1.7711	40CrMoV4-6	700	593	470	14	30	321

ausscheiden. Ausschlaggebend hierfür sind sowohl die absoluten Materialtemperaturen also auch die durch Temperaturgradienten verursachten Thermospannungen.

Das konkrete Berechnungsverfahren basiert auf einer Abschätzung der Rissfortschrittsgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Zugspannung. In der AD 2000 wird eine zulässige Beanspruchung von 10 N/mm^2 für Glas mit feuerblanker Oberfläche angegeben. Bei Auslegung des Bauteils für begrenzte Belastungsdauern erhöht sich die zulässige Beanspruchung entsprechend einer hyperbolischen Beziehung. Entscheidend für diese Auslegung ist der materialabhängige Widerstandswert der Spannungsrißkorrosion. In einer Veröffentlichung von Wiederhorn und Bolz [77] werden experimentell die Widerstandswerte der Spannungsrißkorrosion verschiedener Glassorten bestimmt. Der Wert für Borosilikatglas (n = 28) stimmt mit dem Wert aus der AD 2000 überein. Die Berechnung der AD 2000 wurde mit dem Wert für Quarzglas aus der Veröffentlichung (n = 37) modifiziert, um die geringere Festigkeitsabnahme von Quarzglas bei längeren Belastungsdauern ausnutzen zu können. Der Ausgangswert für kurze Belastungen wurde von Borosilikatglas übernommen, wobei zu beachten ist, dass Quarzglas im Allgemeinen eine höhere Festigkeit als Borosilikatglas besitzt.

4.3 Optische Messtechnik

Bei der Wahl der Messtechnik war es das Ziel, alle Teilprozesse der dieselmotorischen Verbrennung zu untersuchen. Dadurch sollte die umfassende Charakterisierung des Einflusses der Düsengeometrie ermöglicht werden. Die ausgewählten, zu untersuchenden Teilprozesse sind:

- Zerstäubung und Verteilung - durch Abbildung der flüssigen Kraftstoffphase unter nicht-verdampfenden Umgebungsbedingungen,
- Verdampfung – durch Abbildung der flüssigen und gasförmigen Kraftstoffphase unter verdampfenden, inerten Umgebungsbedingungen,
- Zündung – durch Abbildung der Orte des ersten Rußleuchtens unter verdampfenden, reaktiven Umgebungsbedingungen und
- Verbrennung – durch Abbildung der Diffusionsverbrennung unter verdampfenden, reaktiven Umgebungsbedingungen.

4.3.1 Streulicht

Zur Analyse der Zerstäubung wurden die Düsen unter kalten Umgebungsbedingungen betrieben. Zur Sichtbarmachung der Flüssigphase wurde die Mie-Streulichttechnik verwendet. Die kalten Streulichtmessungen wurden als einzige nicht in der oben beschriebenen neu entwickelten Einspritzkammer, sondern in der bereits bestehenden Kammer durchgeführt.

Die Streulichttechnik basiert auf der Streuung von Licht an kleinen Teilchen. Das optisch sehr dichte Dieselspray besteht aus einer großen Zahl sehr feiner Kraftstofftropfen. Aufgrund der Größe der Tropfen D_d = 5…40 µm im Vergleich zur Wellenlänge des Lichtes λ_L = 350…700 nm kann mittels des Mie Parameters x_m

$$x_m = \frac{\pi \, D_d}{\lambda_L} \tag{5}$$

bestimmt werden, dass es sich um Streuung nach geometrischer Optik handelt, da $x_m > 10$. Die Streulichttechnik ermöglicht auch die Bestimmung des mittleren Streuquerschnitts aus der Helligkeit des Sprays und gibt damit Informationen über die lokale Teilchengröße und Anzahl. Eine derartige quantitative Auswertung wurde in der Arbeit nicht angewendet. Die Beleuchtung der Kraftstofftropfen erfolgte durch ein Xenon Blitzlicht, welches mit einem am Lehrstuhl entwickelten Steuergerät betrieben wurde, um die nötige Blitzdauer und –Gleichmäßigkeit während der Einspritzung zu erreichen. Die Beleuchtung erfolgte aus Beobachtungsrichtung. Das Streulicht wurde mittels eines 50-mm-Objektivs auf den CMOS Chip einer Hochgeschwindigkeits-RGB-Kamera „Phantom v7.2“ abgebildet. Diese zeichnete das Signal mit 800x352 Pixel und 11173 Frames pro Sekunde auf. Die Aufnahme erfolgte, wie auch bei den anderen Messtechniken, aus der Perspektive des Kolbens. Abbildung 14 zeigt beispielhaft die Qualität der Rohmessdaten bei kalten Umgebungsbedingungen.

4.3.2 Schlieren Streulicht

Zur Analyse der Gas- sowie der Flüssigphase unter verdampfenden, nicht-reaktiven Umgebungsbedingungen wurde eine Schlieren-Streulicht Optik entwickelt. Die Schlieren Technik basiert auf der Brechung des Lichtes beim Durchqueren von Zonen mit veränderlichem Brechungsindex. Die Einspritzkammer wurde für diese Versuche beheizt und mit Stickstoff durchströmt.

Abbildung 15 zeigt schematisch das Grundprinzip der Schlierenmethode. Mittels Linse 1 wird das Licht parallelisiert und durch das Messvolumen gelenkt. Linse 2 fokussiert das Lichtbündel in einem Punkt und lenkt es auf den dahinter befindlichen Schirm. Mittels einer Messerkante im Fokus wird das nicht-abgelenkte Licht abgeschirmt. Der durch die

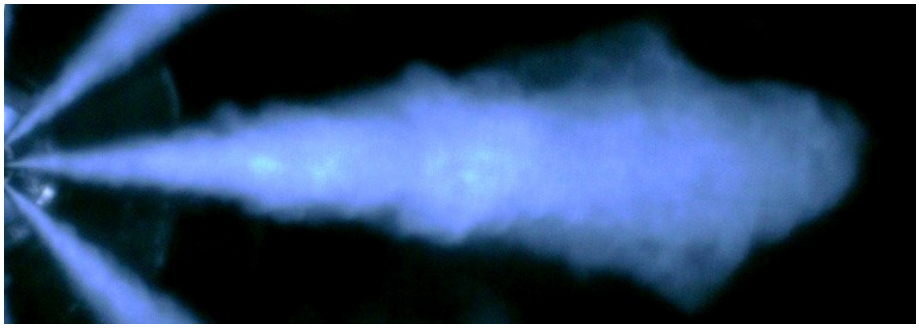

Abbildung 14: Aufnahme eines nicht verdampfenden Sprays bei p_{Rail} = 1400 bar und ρ_{Gas} = 28,4 kg/m^3

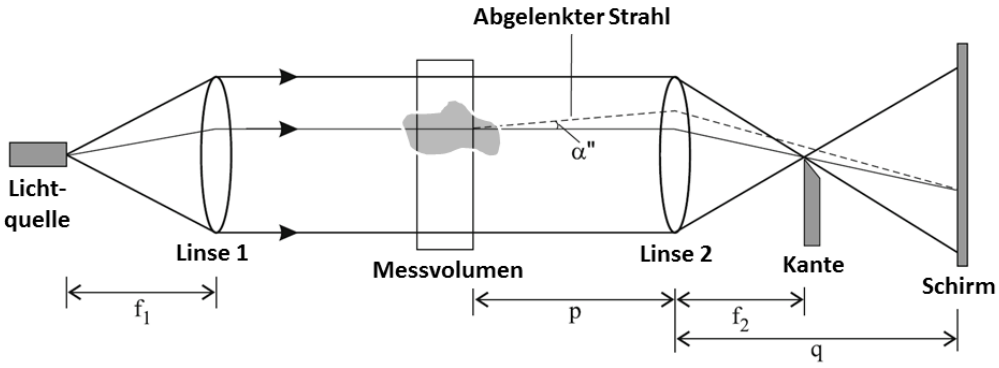

Abbildung 15: Grundprinzip der Schlierenmethode [49]

Kraftstoffwolke um den Winkel α abgelenkte Strahl passiert aufgrund des Höhenversatzes die Messerkante und wird auf dem Schirm abgebildet. Der Winkel α ist abhängig von allen Gradienten des Brechungsindex auf dem gesamten Pfad des Lichtstrahls. Dies bedeutet, dass es sich um eine integrale Methode handelt und aus dem Winkel oder dem Höhenversatz nicht auf die Kraftstoffkonzentration im Messvolumen zurückgeschlossen werden kann. Der resultierende Höhenversatz und die exakte Positionierung der Messerkante bestimmen die Grenzkonzentration, bei der die Kraftstoffwolke auf dem Schirm abgebildet wird. Die so entstehende Kontur der Gaswolke im Messvolumen hat somit einen qualitativen Charakter und ist zu einem gewissen Maße abhängig von der konkreten Geometrie des Messaufbaus [49].

Aufgrund der Größe des Messvolumens wurde bei der Realisierung des Systems auf reflektive Optiken zur Erzeugung des parallelen Lichtbündels zurückgegriffen, um die Kosten gering zu halten. Anstelle eines Aufbaus wie in Abbildung 15, bei der sich das Messvolumen in der Mitte des Lichtpfades befindet, musste an der neuen Hochdruckkammer ein einseitiger Aufbau verwendet werden. Das Licht tritt dabei durch dasselbe Fenster in die Kammer ein durch das es sie auch wieder verlässt. Der dazu verwendete Spiegel in der Hochdruckkammer, im Weiteren als „Kammerspiegel“ bezeichnet, führt dazu, dass Linse 1 und Linse 2 aus Abbildung 15 in einem Bauteil zusammenfallen. Räumliche Beschränkungen bei der Realisierung des Systems und die Optimierung der Abbildungsqualität haben dazu geführt Linse 1 und Linse 2 nicht durch eine sondern zwei Spiegeloptiken, einen konvexen und einen konkaven Parabolspiegel, zu ersetzen. Als Lichtquelle wurde ein frequenzverdoppelter Nd:YAG-Laser mit 532 nm Wellenlänge eingesetzt.

Ein wichtiges Element des Aufbaus ist der Kammerspiegel. Aufgrund der hohen Temperaturen ist es nicht möglich einen regulären optischen Spiegel zu verwenden. Die optimale Lösung stellt die Verwendung eines Quarzglassubstrates mit einer hochtemperaturbeständigen Beschichtung dar. Die Entwicklungs- und Produktionskosten eines solchen Spiegels sind jedoch sehr hoch. Daher wurde als kostengünstige Alternative

auf einen handelsüblichen 300mm Siliziumwafer zurückgegriffen. Wafer werden standardmäßig sehr fein poliert und besitzen daher gute Reflektionseigenschaften. Die Wafer wurden kontrolliert mit einer Schichtdicke von 1000nm oxidiert. Dadurch wird eine langsame, ungleichmäßige Oxidation in der Hochdruckkammer verhindert, welche zu zeitlich und örtlich veränderlichen Spiegeleigenschaften geführt hätte. Ein großer Nachteil handelsüblicher Wafer ist die geringe Dicke und Festigkeit und die damit einhergehende schlechte Ebenheit der Oberfläche. Diesem Umstand wurde durch eine vorsichtige Verspannung der Wafer auf einer Stahlplatte mit guter Ebenheit begegnet.

Ein weiterer Unterschied zwischen dem Grundprinzip aus Abbildung 15 und dem realisierten Messsystem liegt in der Ausblendung der Strahlen. Zur Anwendung kam nicht eine Messerkante sondern eine Blende. Auf diese Weise wird das abgelenkte Licht ausgeblendet und das parallele Licht fällt auf den Schirm. So entsteht ein Negativbild der Kraftstoffstrahlen. Zur Auslegung der Optik wurden die Raytracing Programme „FRED“ und „ZEMAX“ verwendet. Durch numerische Optimierung war es möglich ein System mit geringen Aberrationen und guter Blendenzahl zu konstruieren. Abbildung 16 zeigt eine Simulation des Schlierenlichtpfades in grün. Durch die Verwendung einer RGB-Kamera ist die gleichzeitige Aufzeichnung des Streulichts und des Schlierenbildes in verschiedenen Farben möglich. Dafür wurde das Streulicht mittels zweier Notchfilter an der Einkopplung des Schlierenlasers vorbei gelenkt (siehe Detail in Abbildung 16). Um sowohl Schlieren- als auch Streulicht auf dem Chip abzubilden, kommt ein 200-mm-Kameraobjektiv zum Einsatz. Der Streulichtpfad ist in rot dargestellt. Für die Aufnahmen wurde die Kamera mit 600x608 Pixeln und 8528 Frames pro Sekunde betrieben.

In Abbildung 17 ist anhand einer Bildsequenz die Qualität der Rohmessdaten bei verdampfenden, nicht-reaktiven Umgebungsbedingungen dargestellt. Deutlich ist der Kraftstoffdampf als verdunkeltes Gebiet zu erkennen. Aufgrund von Temperaturgradienten in der Kammer, Unebenheiten des Kammerspiegels, und Bereichen mit verminderter Reflektivität, kommt es zu dunklen Bildartefakten im Hintergrund, welche die Erkennung der Dampfphase erschweren. Das Streulicht der Flüssigphase erscheint in den Aufnahmen in blau.

4.3.3 Rußleuchten

Zur Untersuchung der Verbrennung wurde die Versuchskammer mit Luft oder einem sauerstoffreduzierten Gemisch durchströmt. Zur Abbildung des Rußleuchtens wurde die RGB Hochgeschwindigkeitskamera mit einem 50mm Objektiv direkt vor dem Hauptfenster aufgebaut. Um eine korrekte Auswertung der Flammentemperatur zu ermöglichen wurde für die Verbrennungsmessungen die Belichtung so angepasst, dass eine geringe Anzahl Pixel des CMOS Chips in Sättigung gehen. Zur Detektion der Zündung wurden die

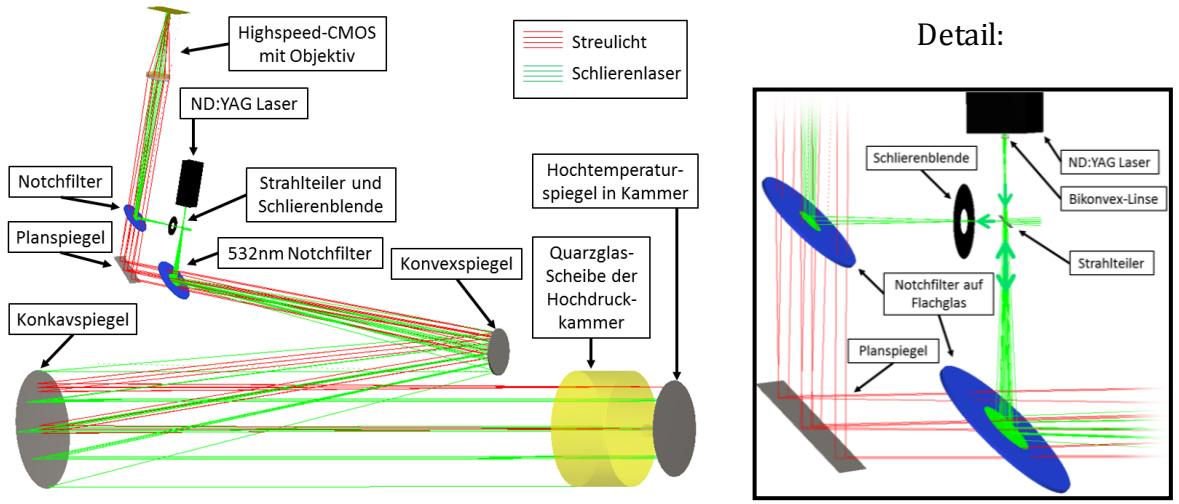

Abbildung 16: Raytracing Simulation der wichtigsten Komponenten des Schlieren-Streulicht Messsystems (links) und vergrößerte Darstellung der Einkopplung des Schlierenlasers (rechts); die Darstellung zeigt den Pfad des Streulichts in roter Farbe und den Pfad des Schlierenlichts in grüner Farbe

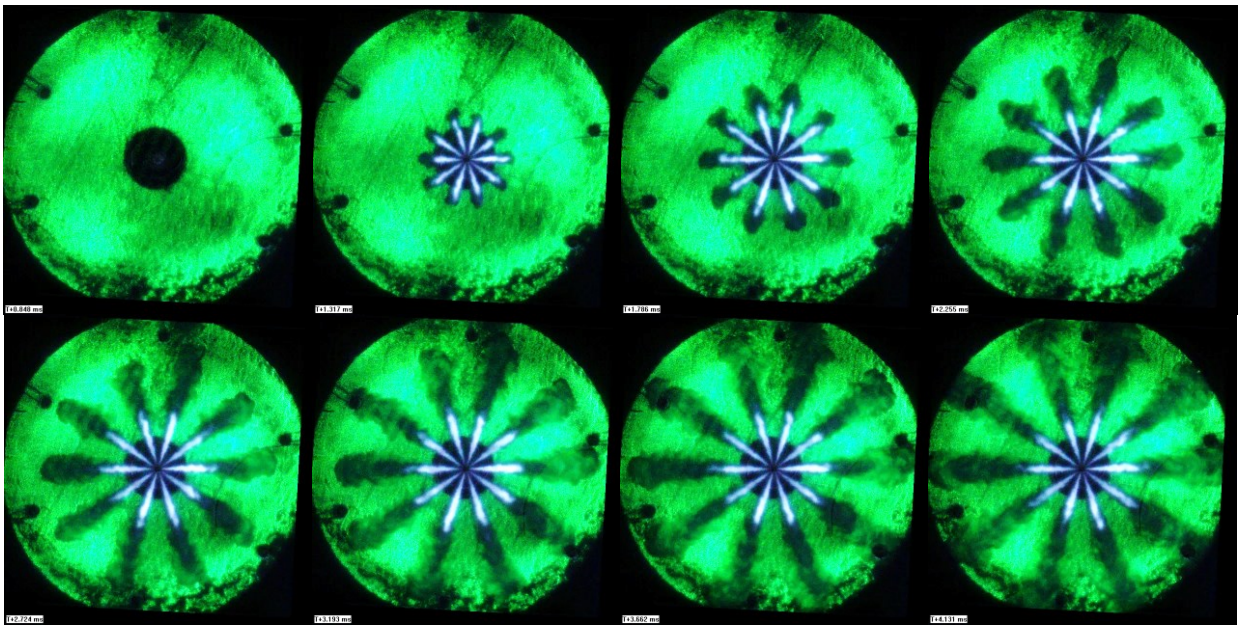

Abbildung 17: Bildsequenz der Rohmessdaten der Schlieren-Streulicht Messungen bei T_{Gas} = 850 K, ρ_{Gas} = 14,2 kg/m^3, p_{Rail} = 1400 bar mit einem zeitlichen Abstand von 470 µs

Messungen wiederholt und dabei ein kleinerer Bildausschnitt gespeichert, um eine Erhöhung der Bildfrequenz zu ermöglichen. Die Detektion der Zündung gelang durch eine ca. 40-fach stärkere Belichtung durch Anpassung der Blende und der Belichtungszeit.

4.4 Versuchsdurchführung

Zur umfassenden Untersuchung der Düsengeometrien wurden die Gasdichte und Gastemperatur, die Sauerstoffkonzentration des Umgebungsgases sowie der Raildruck variiert. Die Ansteuerdauer der Injektoren war bei allen Düsen und Raildrücken konstant. Die Einspritzdauer war ausreichend lang, um so die Ausbildung eines quasi-stationären Sprayzustandes zu ermöglichen. Dieses Vorgehen hat eine veränderliche Einspritzmenge für verschiedene Raildrücke zur Folge. Daher unterscheidet sich auch die Gesamteinspritzmenge der 8-Loch-Düsen von den 10-Loch-Düsen. Dies wird nicht als Nachteil gewertet, da die Ergebnisse der Arbeit als mengenunabhängig angesehen werden. Eine Variation der Einspritzmenge hat keinen Einfluss auf den stationären Sprayzustand. Weiterhin setzt die Untersuchung mengenspezifischer Effekte eine Interaktion des bereits eingespritzten Sprays oder der verbrannten Gase mit dem Spray voraus. Diese Interaktion findet im Motor definitiv statt. Daher treten am Motor starke mengenspezifische Effekte auf. Die Einspritzkammer hat dafür jedoch ein zu großes Volumen. Aus demselben Grund ist es auch sehr schwierig Effekte einer Nacheinspritzung in der Kammer nachzustellen.

Die untersuchten Betriebspunkte sind in Tabelle 4 dargestellt. Für jeden Messpunkt wurden mindestens 10 Wiederholungen durchgeführt. Das bereits erwähnte sauerstoffreduzierte Gasgemisch wird in der Tabelle und im weiteren Verlauf der Arbeit mit „AGR“ bezeichnet. Es wurde ein Sauerstoffgehalt von 16 % vol. gewählt und durch die Mischung von Stickstoff und Luft realisiert. Aufgrund der mangelnden Erfahrung mit dem neuen Prüfstand konnte das volle Potential der realisierbaren Druck- und Temperaturbedingungen in dieser ersten Messkampagne noch nicht ausgeschöpft werden. Dies hängt hauptsächlich mit der Positionierung der Ein- und Auslässe zusammen. Eine Optimierung dieser Bauteile wird die derzeitigen Temperaturgrenzen, hauptsächlich jedoch die Druckgrenzen, der Kammeratmosphäre deutlich erweitern.

4.5 Datenreduktion und –Auswertung

Um die in Form von Videodateien vorliegenden Ausgangsmessdaten auf skalare, gut vergleichbare Messgrößen zu reduzieren, wurden selbst entwickelte Algorithmen in Matlab verwendet. Das Vorgehen bei der Auswertung kann grob in die nicht-reaktive und die reaktive geometrische Auswertung sowie die pyrometrische Auswertung aufgeteilt werden.

In der Arbeit werden Ergebnisse stets in gemittelter Form gezeigt. Hierbei erfolgt die Mittelung erst nach Vermessung der Einzelvideos. Als Resultat der Messung des gesamten Spraybildes konnte so auf eine Datenbasis von 80-100 Sprays für die Mittelung zurückgegriffen werden. Eine alternative Möglichkeit der Auswertung, die jedoch nicht in der Arbeit verfolgt wurde, ist die Mittelung der Videos oder der Konturen vor der

Tabelle 4: Betriebspunkte der Injektoren an der Einspritzkammer

Messung	Gasdichte in kg/m³	Gastemperatur in K	Medium	Raildruck in bar	Ansteuerung in ms
kalt	14,2 | 28,4 | 42,6	300	Luft	1000 | 1400 | 1600	4
nicht-reaktiv	7,1 | 14,2	800 | 850	Stickstoff	1000 | 1400 | 1600	4
reaktiv	14,2	850	Luft | AGR	1000 | 1600	4

Vermessung. Auf diese Weise können statistische Informationen über die Form und Lage der Sprays gewonnen werden.

4.5.1 Nicht-reaktive Versuche

Bei der Auswertung der kalten und der Schlieren-Streulicht Messungen wurden ausschließlich die Konturen der Sprays betrachtet. Zur Umwandlung der rohen Videodateien in Binärbilder müssen die Bereiche der flüssigen Kraftstoffphase und bei verdampfenden Messungen zusätzlich die der gasförmigen Kraftstoffphase identifiziert werden. Dies erfolgt über farbbasierte Helligkeitsschwellwerte sowie Filter, welche die Bildtextur analysieren. Besonders bei den Schlieren-Streulicht Messungen wird die korrekte Erkennung der Spraykontur durch Hintergrundschlieren erschwert. Diese werden von Temperaturgradienten im äußeren Bereich der Kammer verursacht. Um diese Zonen herauszufiltern wurde eine Technik entwickelt, die auf der Subtraktion der Vorgängerbilder beruht. In diesen und anderen verwendete Algorithmen werden zudem häufig morphologische Bildoperationen angewendet, die es erlauben unerwünschte Bildartefakte zu unterdrücken und relevante Bereiche zu isolieren.

Die so ermittelten Konturen der Sprays werden mittels weiterer Algorithmen vermessen, um skalare Ergebnisgrößen zu erhalten. Die in dieser Arbeit gezeigten Größen werden im Folgenden kurz erklärt:

Eindringtiefe in mm – Die Eindringtiefe entspricht dem Abstand des am weitesten entfernten Punktes des Sprays von der Düse.

Sprayvolumen in mm³ - Zur Ermittlung des Volumens wird die Spraykontur quer zur Sprayachse in Scheiben geschnitten. Unter der Annahme einer zylindrischen Form der Scheiben wird das Gesamtvolumen aus der Summe der Einzelvolumen der Scheiben errechnet.

Spraywinkel in ° - Der Spraywinkel wird an einem idealisierten Spray bestehend aus einem Kegel und einer Halbkugel bestimmt, wobei das idealisierte Spray die gleiche Eindringtiefe und das gleiche Sprayvolumen wie das reale Spray besitzt. Diese Methode hat

den Vorteil, weniger störanfällige Ergebnisse zu liefern als eine direkte Messung des Winkels am realen Spray.

Flüssige Eindringtiefe in mm – Bei verdampfenden Umgebungsbedingungen erreicht die Ausdehnung der Flüssigphase einen stationären Zustand, bei dem die Menge des eingespritzten Kraftstoffes der Menge des verdampfenden Kraftstoffes entspricht. Ab diesem Zeitpunkt kann der maximale Abstand des flüssigen Sprays von der Injektorachse bestimmt werden.

4.5.2 Reaktive Versuche

Die reaktiven Messungen unterscheiden sich von den nicht-reaktiven Messungen grundsätzlich darin, dass nicht die Form sondern die Lage der Verbrennungszone vermessen wird. Zur Identifikation der Zündbereiche wurde ein einfacher Schwellwert der Bildhelligkeit verwendet. Zur Identifikation der Verbrennungszone wurden 10 aufeinanderfolgende Frames im stationären Zustand der Flamme ausgewertet. Das Ziel ist dabei den Beginn der eigentlichen Flamme vom flüssigen Kraftstoffstrahl zu unterscheiden. Die Tropfen streuen das Licht der Verbrennung, wie in Abbildung 33 (siehe Seite 78) zu erkennen. Im Gegensatz zur Flamme sind im stationären flüssigen Kraftstoffstrahl nur sehr wenige Helligkeitsänderungen über der ausgewerteten Zeitspanne zu sehen. Die Unterscheidung zwischen der Flamme und dem flüssigem Kraftstoff erfolgte daher auf Basis der zeitlichen Varianz.

Die geometrischen Messgrößen der Flamme beinhalten:

Zündort in mm – Abstand der Orte des ersten Rußleuchtens von der Injektorachse. In der Literatur werden zur Detektion der Zündorte häufig Techniken auf Basis der Chemilumineszenz oder der laserinduzierten Fluoreszenz eingesetzt, um das Auftreten von OH-Radikalen zu erfassen. Das Rußleuchten repräsentiert in diesem Zusammenhang nicht den Beginn der chemischen Kettenreaktion, liefern aber dennoch wichtige Informationen zur Kraftstoffverteilung in den frühen Phasen der Verbrennung.

Zündzeit in ms – Zeitpunkt des ersten Rußleuchtens, gemessen vom Start der Injektorbestromung.

Flame Lift-Off in mm – Abstand der rußleuchtenden Flamme von der Injektorachse. Auch der Flame Lift-Off wird in der Literatur teilweise mittels Chemilumineszenz Messungen bestimmt. Hier wird davon ausgegangen, dass beide Verfahren qualitativ gleiche Aussagen liefern, da das Modell der Dieselflamme verschiedene charakteristische Bereiche beinhaltet, die es gleichermaßen erlauben den Abstand vom Injektor zu beschreiben.

4.5.3 Pyrometrische Auswertung

Aufgrund der Temperaturabhängigkeit der von Körpern emittierten elektromagnetischen Strahlung ist es möglich, anhand der Farbe des Rußleuchtens auf die Temperatur der

Verbrennung zu schließen. Diese Temperaturabhängigkeit der spektralen spezifischen Ausstrahlung L eines Körpers wird vom Planck'schen Strahlungsgesetz

$$L = \frac{2\pi hc^2}{{\lambda_L}^5} \frac{1}{e^{\frac{hc}{\lambda_L k_B T}} - 1}, \tag{6}$$

wie in Abbildung 18 dargestellt, beschrieben. Das Gesetz gilt für ideale schwarze Strahler. Reale Strahler emittieren stets eine geringere Menge Strahlung, was durch den Emissionsfaktor ε beschrieben wird. Die Emissivität ist eine Funktion der Wellenlänge und abhängig von der Oberfläche eine Körpers.

Die Temperaturmessung mittels einer RGB-Kamera ist eng verwandt mit der 2-Farben Pyrometrie. Bei dieser Technik wird mittels schmalbandiger Filter die Emission eines Körpers an 2 diskreten Wellenlängen bestimmt. Aus dem Quotienten dieser Messwerte kann die Temperatur errechnet werden. Der Emissionsgrad spielt bei diesem Verfahren keine Rolle, sofern er für den betreffenden Körper nicht stark wellenlängenabhängig ist. Aufgrund der Farbfilter aus der Bayermatrix misst die RGB-Kamera die elektromagnetische Emission in drei breitbandigen Wellenlängenbereichen. Die Methode beruht also auf einer Integration der Emission über dem relevanten Spektrum.

Im Vorliegenden Fall wird nicht ein Körper sondern eine Wolke aus Rußpartikeln vermessen. Unter Verwendung eines Modells für den Emissionsfaktor hat Schmidtradler [67] eine Methode entwickelt, die es ermöglicht sowohl auf die Rußtemperatur als auch auf die Rußmenge zu schließen. Das Modell des Emissionsfaktors basiert auf dem Emissionsvermögen eines allgemeinen Gases

$$\epsilon(\lambda_L, T, p, \rho) = 1 - e^{-\kappa(\lambda,T,p,\rho)\, L}, \tag{7}$$

wobei κ der spektrale Absorptionskoeffizient (auch optische Dicke) und L die geometrische

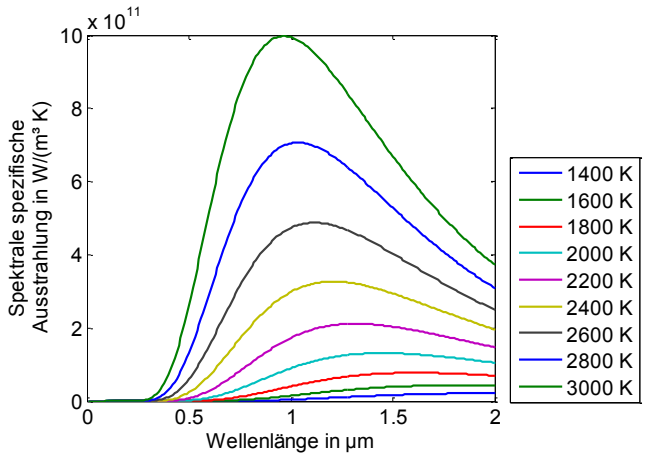

Abbildung 18: Spektrale Spezifische Ausstrahlung eines schwarzen Körpers nach dem Planck'schen Strahlungsgesetz für verschiedene Temperaturen

Dicke der Gasschicht ist. Aus vorhergehenden Arbeiten ist bekannt, dass der spektrale Absorptionskoeffizient einer Rußwolke mit

$$\kappa = \frac{K}{\lambda_L} \tag{8}$$

beschrieben werden kann, wobei K eine von der Rußkonzentration abhängige Größe darstellt. Zusammen mit dem spektralen Transmissionsgrad $\tau_{R/G/B}$ der Farbfilter der Bayermatrix lassen sich Modelle für die theoretische vom Sensor gemessene Gesamtstrahlung R_{th}, G_{th}, B_{th} aufstellen

$$\begin{aligned} R_{th}(T,KL) &= C_{opt}\ 2\pi hc^2 \int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{-\frac{KL}{\lambda}}\right) \frac{1}{\lambda^5} \frac{1}{e^{\frac{hc}{k_B \lambda T}} - 1}\ \tau_R(\lambda) \\ G_{th}(T,KL) &= \frac{C_{opt}}{C_{grün}}\ 2\pi hc^2 \int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{-\frac{KL}{\lambda}}\right) \frac{1}{\lambda^5} \frac{1}{e^{\frac{hc}{k_B \lambda T}} - 1}\ \tau_R(\lambda) \\ B_{th}(T,KL) &= \frac{C_{opt}}{C_{blau}}\ 2\pi hc^2 \int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{-\frac{KL}{\lambda}}\right) \frac{1}{\lambda^5} \frac{1}{e^{\frac{hc}{k_B \lambda T}} - 1}\ \tau_R(\lambda) \end{aligned} \tag{9}$$

Der vom Sensor gemessene Wert ist somit abhängig von der Rußtemperatur sowie dem Produkt der Größe *K* mit der Schichtdicke *L*. Dieses Produkt wird in der Literatur auch als KL-Faktor bezeichnet und stellt ein Maß für die Menge des leuchtenden Rußes dar. In der Konstante C_{opt} sind alle wellenlängenunabhängigen (oder als unabhängig angenommenen) Faktoren zusammengefasst. Beispiele hierfür sind die Abschwächung des Lichts durch das Kammerfenster und das Objektiv sowie die Umwandlung in ein elektrisches Signal durch den CMOS Chip. Mittels $C_{grün}$ und C_{blau} wurden die Korrekturfaktoren des grünen und blauen Farbkanals auf den roten Farbkanal normiert. Dieser Schritt ist nötig, um auf diese Weise Kalibrierfaktoren für den Quotient zweier Farbkanäle, d.h. ein Maß für die gesehene Farbe, zu erhalten.

Zur Bestimmung der Temperatur und des KL-Faktors wird ein Gleichungssystem aus einem absoluten und einem relativen theoretischen Farbwert gebildet und mit den von der Kamera gemessenen tatsächlichen Farbwerten R, G und B gleichgesetzt.

$$R = R_{th}(T,KL) = C_{opt}\, 2\pi hc^2 \int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{-\frac{KL}{\lambda}}\right) \frac{1}{\lambda^5} \frac{1}{e^{\frac{hc}{k_B \lambda T}} - 1}\, \tau_R(\lambda)$$

$$\frac{R}{G} = \frac{R_{th}(T,KL)}{G_{th}(T,KL)} = C_{grün} \frac{\int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{-\frac{KL}{\lambda}}\right) \frac{1}{\lambda^5} \frac{1}{e^{\frac{hc}{k_B \lambda T}} - 1}\, \tau_R(\lambda)}{\int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{-\frac{KL}{\lambda}}\right) \frac{1}{\lambda^5} \frac{1}{e^{\frac{hc}{k_B \lambda T}} - 1}\, \tau_R(\lambda)} \tag{10}$$

Dieses Gleichungssystem muss für jeden Bildpunkt nach T und KL gelöst werden. Um die hiermit verbundenen hohen Rechenzeiten zu vermeiden, wurden im Vorfeld Lösungen für den relevanten Wertebereich von absoluten und relativen Farbwerten tabuliert und die Lösung für jeden Bildpunkt daraus interpoliert.

Für die Lösung müssen die Faktoren C_{opt} und $C_{grün}$ bestimmt werden. Die relative Farbe der Kamera, beschrieben durch die Konstante $C_{grün}$, kann nur durch die Messung eines leuchtenden Körpers mit bekannter Temperatur und bekanntem Emissionsgrad kalibriert werden. Hierfür wurde die Messung eines erhitzten Wolframbandes aus [17] verwendet. Der Faktor C_{opt}, d.h. die absolute Helligkeit der Messung, lässt sich direkt aus den Messungen des verbrennenden Dieselsprays bestimmen. Dies ist möglich, da die Dieselverbrennung nach [58] stets stark rußende, optisch dichte Zonen mit einem Emissionsgrad nahe dem des schwarzen Strahlers enthält. An diesen Punkten mit $\varepsilon = 1$ kann die Temperatur direkt aus dem Verhältnis zweier Farbkanäle $R/G = R_{th}/G_{th}$ bestimmt werden. Diese Temperatur wird als schwarze Temperatur bezeichnet. Durch die Kenntnis von Temperatur und Emissionsfaktor kann nun die Gleichung eines Absolutwertes $R = R_{th}$ nach C_{opt} umgestellt werden. Die optisch dichten Zonen zu finden ist möglich, indem die obige Vorgehensweise auf alle Pixel einer Messung unabhängig von ihrem tatsächlichen Emissionsgrad angewendet wird. Die Helligkeiten aller Pixel einer Messung über den jeweiligen berechneten schwarzen Temperaturen ist in Abbildung 19 dargestellt. Je größer die Helligkeit der Pixel desto näher liegt der Emissionsgrad an dem des schwarzen Strahlers. Es kann keine Pixel geben, die in Abhängigkeit ihrer schwarzen Temperatur heller als der schwarze Strahler leuchten. Die Kurvenschaar zeigt die theoretischen Helligkeitskurven eines schwarzen Strahlers unter Verwendung verschiedener Faktoren C_{opt}. Die rote Kurve entspricht dem gewählten C_{opt}.

4.6 Fehlerbetrachtung

Die Genauigkeit und Präzision der gemessenen Größen hängt sowohl von den eingestellten Randbedingungen als auch von der verwendeten Messtechnik ab. Da eine rein mathematische Fehlerableitung für die durchgeführten Messungen schwer durchführbar ist, werden im Folgenden die Beiträge der einzelnen Fehlerquellen abgeschätzt.

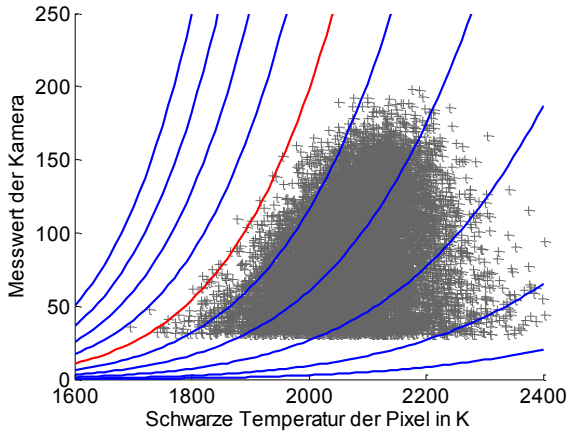

Abbildung 19: Bestimmung des optischen Korrekturfaktors C_{opt} durch Vergleich der Helligkeit aller Pixel mit der theoretischen Helligkeit eines schwarzen Strahlers der gleichen Temperatur

Zu unterscheiden ist insbesondere zwischen der Präzision, d.h. der Wiederholbarkeit der Messung und der Genauigkeit, d.h. der Abweichung vom tatsächlichen Wert. Da der Fokus dieser Arbeit in erster Linie auf dem Vergleich der Düsen untereinander liegt, ist hier die Präzision wichtiger als die Genauigkeit. Des Weiteren handelt es sich bei vielen der Messwerte um selbst definierte Größen. Deren Genauigkeit ließe sich nur bei einem Vergleich derselben Düsen auf einem anderen Prüfstand abschätzen. Dieser Vergleich wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht angestellt. Die Präzision kann durch die Streuung der Messwerte sinnvoll abgeschätzt werden. Dazu finden sich im Ergebnisteil zu jeder Messtechnik Diagramme mit Fehlerbalken des mittleren Fehlers. Zur besseren Übersichtlichkeit wurde der mittlere Fehler nicht für jede Versuchsdüse separat angegeben sondern stellt den Mittelwert aller untersuchten Düsen für den jeweiligen Betriebspunkt dar. Der mittlere Fehler ist äquivalent zur doppelten Standardabweichung eines Datensatzes, wobei ein Datensatz jeweils aus allen Messwiederholungen und Spritzlöchern besteht.

Temperaturverteilung im Betrieb

Mit Hilfe von Thermoelementen wurde während des Messbetriebs das Temperaturfeld in der Kammer überwacht. Das Temperaturfeld wurde dabei als symmetrisch zur Vertikalen angenommen. Vier der Thermoelemente liegen knapp außerhalb des Sichtbereiches, d.h. mit einem Abstand von ca. 150 mm vom Injektor auf einer Seite der Kammer. Zwei weitere Thermoelemente liegen auf halbem Abstand zum Injektor zwischen der Rückwand und der Sprayebene. In Abbildung 20 sind die Positionen der Thermoelemente und die gemessenen Temperaturen in °C bei einer Solltemperatur von 577 °C und einer Gasdichte von 14,2 kg/m^3 dargestellt. Die Temperaturregelung erfolgte stets auf die am Austritt der Kammer gemessene Temperatur, da diese als aussagekräftigster Mittelwert der Temperatur in der

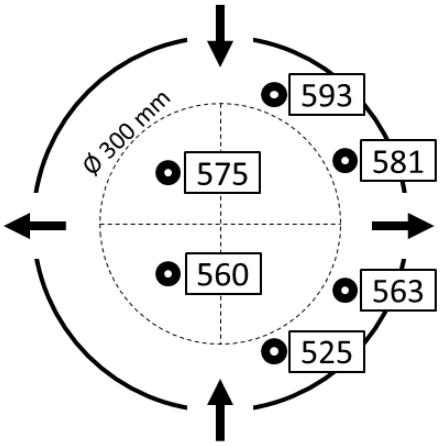

Abbildung 20: Während des Messbetriebs gemessene Temperaturverteilung in °C innerhalb der Kammer bei Solltemperatur T_{Soll} = 577 °C und ρ_{Gas} = 14,2 kg/m^3; die Pfeile symbolisieren Gasein- und auslässe. Die Punkte zeigen die Positionen der Thermoelemente

gesamten Kammer angesehen wird. Aufgrund des Auftriebs wärmeren Gases, kommt es, wie in der Darstellung zu erkennen ist, zu einer Temperaturschichtung in der Kammer.

Diese vertikalen Abweichungen der Temperatur haben jedoch nur sehr wenig Einfluss auf die Verdampfung der Strahlen, wie in Abbildung 21 deutlich wird. Die Darstellung zeigt die Abweichung der flüssigen Eindringtiefe der einzelnen Strahlen von der mittleren flüssigen Eindringtiefe aller Strahlen in Prozent. Die einzelnen Strahlen wurden entsprechend ihrer Position in der Kammer in Polarkoordinaten geplottet. Die drei Diagramme zeigen drei verschiedene Betriebspunkte, für die jeweils alle untersuchten Düsen übereinander geplottet wurden, um gemeinsame Abhängigkeiten von der Kammertemperatur sichtbar zu machen. Die meisten Düsen zeigen eine Schwankung von ca. ∓10 %. Eine Abhängigkeit über der Höhe der Kammer ist nicht festzustellen. Jedoch zeigen die Ergebnisse eine leicht diagonale Ausrichtung. Weiterhin zeigen die Strahlen bei 0 ° häufiger eine sehr geringe Eindringtiefe.

Ein Einfluss der Kammerströmung auf diese Ergebnisse ist nicht auszuschließen, kann aber nicht erklärt werden. Ebenso ist ein Düseneinfluss möglich, da alle Düsen stets in der gleichen Einbaulage untersucht wurden. Die Flammentemperatur ist ähnlich der flüssigen Eindringtiefe in Polarkoordinaten in Abbildung 22 dargestellt. Aufgrund der hohen Verbrennungstemperaturen von über 2000 K wurden die Abweichungen absolut in Kelvin angegeben. Hier ist ebenfalls ein deutlicher Einfluss der Temperaturschichtung zu erkennen. Die Temperaturen auf der Unterseite der Kammer liegen danach ca. 20 K niedriger als die Temperaturen auf der Oberseite.

Druckrandbedingungen

Die Druckrandbedingungen der Kammeratmosphäre und des Kraftstoffsystems wurden elektronisch geregelt. Diese beiden Größen konnten daher sehr genau eingestellt werden und liefern keinen nennenswerten Beitrag zum Fehler der Messung.

Hochgeschwindigkeitskamera

Alle Messungen wurden mit der gleichen Hochgeschwindigkeitskamera aufgezeichnet. Die von der Kamera eingeführten Ungenauigkeiten sind hauptsächlich auf die Quantisierung zurückzuführen und damit von der räumlichen Auflösung des Bildchips von 800 x 600 Pixel sowie der Farbtiefe von 8 Bit abhängig. Weiterhin werden geringe Fehler beim interpolieren der Bayermatrix gemacht.

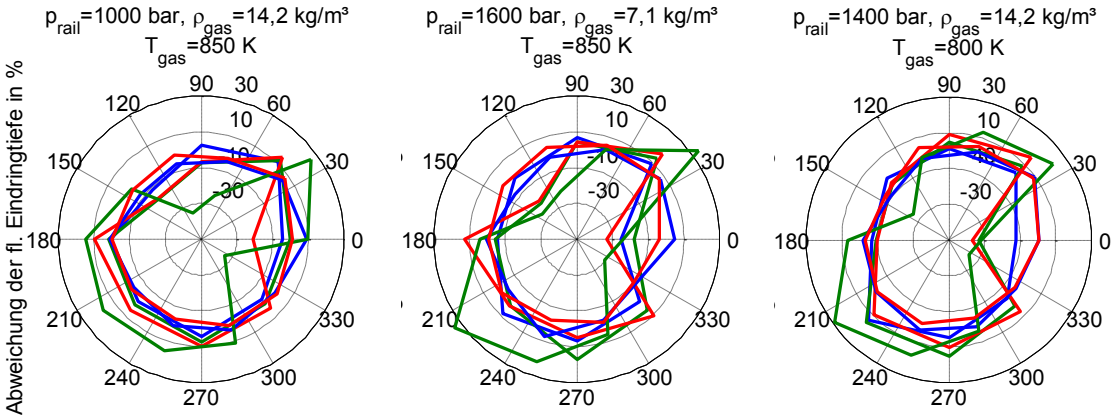

Abbildung 21: Abhängigkeit der flüssigen Eindringtiefe bei heißen Betriebsbedingungen von der Ausrichtung des Spays in der Hochdruckkkammer; dargestellt sind jeweils alle gemessenen Betriebsbedingungen der 8-Loch Düsen

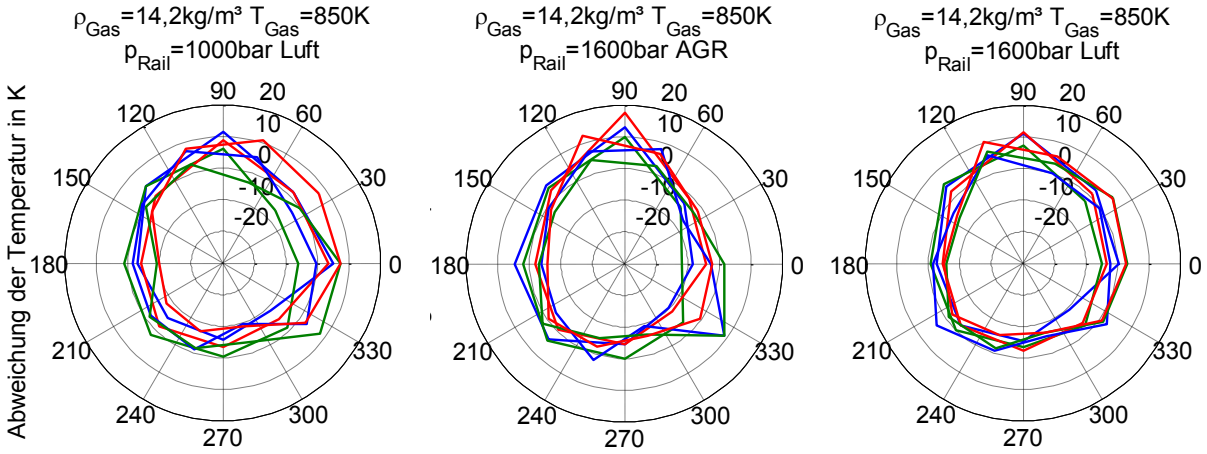

Abbildung 22: Abweichung der Flammentemperatur der einzelnen Strahlen von der mittleren Flammentermperatur des jeweiligen Messpunktes in Kelvin; jedes Diagramm enthält die Temperaturverteilung aller untersuchten Düsen um mögliche düsenspezifische Effekte ekennen zu können

Streulicht

Die Erkennung der flüssigen Kraftstoffphase in den heißen und kalten Spraymessungen bedarf eines Helligkeitsschwellwertes, um die computergestützte Unterscheidung des Sprays vom Hintergrund (Binarisierung) zu ermöglichen. Dieser willkürlich festgelegte Grenzwert beeinflusst die Ergebnisse des Kegelwinkels und der Eindringtiefe. Die Genauigkeit der Messwerte ist hier also stark von der Definition des Grenzwertes abhängig. Einen Einfluss auf die Präzision der Messungen hat die Beleuchtung des Sprays mit den Xenon Blitzen. Im Laufe der Messungen kann es vorkommen, dass die Blitze altersbedingt an Intensität verlieren. Auch die Ausrichtung der Blitze und der Verschmutzungsgrad der Fenster hat Einfluss auf die Intensität der Beleuchtung. Während der Messungen wurde versucht diese Faktoren auszuschließen.

Schlieren

Anders als bei den Streulichtmessungen wird der Grenzwert für die Erkennung der gasförmigen Kraftstoffphase durch den optischen Aufbau festgelegt. Die Daten liegen also bereits binarisiert vor. Die computergestützte Auswertung ist bei dieser Messung dennoch nötig, um die Unterscheidung des gasförmigen Sprays von Hintergrundschlieren zu ermöglichen und hat auf diesem Wege Einfluss auf den Messwert. Zwar wurde bei der Entwicklung des optischen Aufbaus und der Algorithmen auf eine geringe Störanfälligkeit des Erkennungsverfahrens Wert gelegt, doch ist auch hier eine Bestimmung der Genauigkeit schwer möglich. Die Qualität der Erkennung der Gasphase schwankt mit der Position im Messbereich. Zum einen wird aufgrund lokal variabler Reflektionseigenschaften des Hochtemperaturspiegels der Messbereich unterschiedlich hell vom Schlierenlaser ausgeleuchtet. In dunkleren Bereichen sinkt die Qualität der Erkennung. Zum anderen treten nahe der Gaseinlässe am Rand des Messbereichs vermehrt Hintergrundschlieren auf, so dass in diesen Zonen die Unterscheidung zwischen gasförmigem Spray und Hintergrundschlieren erschwert ist. Um den Einfluss dieser Hindernisse auf die Bestimmung des gasförmigen Kegelwinkels zu reduzieren, wurde das Spray im Randbereich nicht zur Bestimmung des Kegelwinkels mit einbezogen. Der Messbereich wurde also künstlich verkleinert.

Pyrometrische Untersuchung

Die Genauigkeit der ermittelten Temperaturen und KL-Faktoren der pyrometrischen Auswertung ist stark vom ersten Glied der Messkette, der Strahlungsemission beeinflusst. Da die Strahlung von einer Rußwolke ausgeht, ist nicht eindeutig bestimmbar, welche Temperatur tatsächlich gemessen wird. Es kann davon ausgegangen werden, dass die gemessenen Werte einer mittleren Temperatur im äußeren Bereich der Flamme entsprechen. Das gemittelte Volumen ist dabei von der Rußkonzentration abhängig. In dünnen Bereichen der Flamme ist auch ein Einfluss des an der Kammerrückwand diffus reflektierten Lichtes nicht auszuschließen. Das zur Berechnung der Temperaturen verwendete Modell ist aufgrund der getroffenen Annahmen zum Emissionsverhalten der Rußwolke in seiner Genauigkeit beschränkt. Weiterhin besteht eine Abweichung der

hinterlegten spektralen Transmission der Farbfilter der Bayermatrix vom fertigungsbedingten Streubereich der realen Filter.

5 Ergebnisse

Zur Charakterisierung der Sprayeigenschaften aller im Versuchsprogramm aufgeführten Düsen wurde eine umfassende experimentelle Untersuchung vorgenommen. Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse dieser Sprayuntersuchungen vorgestellt. Die Gliederung orientiert sich an den Teilprozessen des dieselmotorischen Prozesses: Zerstäubung, Verdampfung, Zündung und Verbrennung. Anhand der Versuchsergebnisse werden zunächst jeweils grundlegende physikalische Zusammenhänge erklärt und somit die Plausibilität der Ergebnisse geprüft. Im weiteren Verlauf wird auf die Streuung der Ergebnisse und die Präzision der Messung eingegangen. Zuletzt erfolgt für jeden Teilprozess der Vergleich der Düsengeometrien.

5.1 Zerstäubung

Die Untersuchung des kalten, nicht-verdampfenden Sprays, erlaubt die Beurteilung des Aufbruchsverhaltens mit vergleichsweise geringem Aufwand und sehr robusten Messmethoden. Die Ergebnisse geben Aufschluss auf den Impulsaustausch des Sprays mit dem Umgebungsgas und die Einsaugung, s. g. Entrainment, des Umgebungsgases in die Spraykeule. Diese Versuche wurden nicht an der in Abschnitt 4.2 vorgestellten Spraykammer durchgeführt. Der verwendete Prüfstand ist der neuen Spraykammer sehr ähnlich. Bei nicht verdampfenden Umgebungsbedingungen sind keine Einflüsse bekannt, welche die Ergebnisse im Vergleich zur neuen Spraykammer beeinflussen oder verfälschen könnten. Die verwendete Kammer erlaubt jedoch ausschließlich die Untersuchung einer einzelnen Spraykeule. Als wichtiger Einfluss des Prüfstands auf die folgenden Diagramme ist die limitierte Sichtweite der Strahlen aufgrund der begrenzten Fensteröffnung zu nennen. Überschreitet der Strahl die Fensteröffnung, können einige Messgrößen nicht mehr korrekt ermittelt werden. Aus diesem Grund wurden die Kurven an diesem Punkt abgeschnitten. Dies trifft auch auf die Ergebnisse der neuen Spraykammer zu, wobei jedoch der Beobachtungsbereich jedes Strahles hier 20 mm länger ist.

Die dominierenden Einflussgrößen auf den Strahlaufbruch sind der Raildruck und die Dichte des umgebenden Gases. Der Raildruck bestimmt die potentielle Energie der Einspritzung, welche in kinetische Energie umgewandelt wird, wenn der Kraftstoff die Düse verlässt. Die Dichte des Umgebungsgases kennzeichnet den Widerstand, welchen der Kraftstoff überwinden muss, um in den Brennraum oder die Spraykammer einzudringen. In Abbildung 23 ist der Einfluss der Umgebungsgasdichte auf das Eindringverhalten einer Spraykeule dargestellt. Je höher die Dichte desto langsamer dringt der Kraftstoff ein. Während der ersten hundert Mikrosekunden der Einspritzung ist der Einfluss der Gasdichte noch gering, da das noch sehr dünne und wenig zerklüftete Spray eine geringe Angriffsfläche für aerodynamische Kräfte bietet.

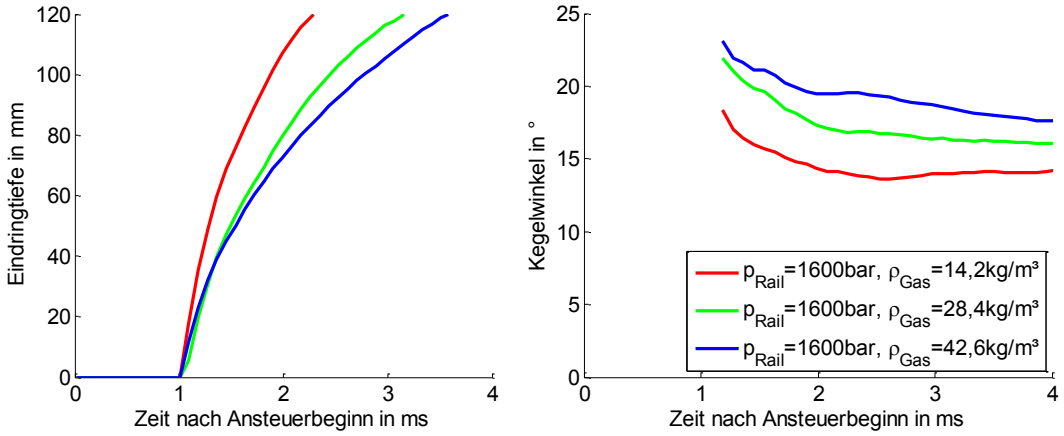

Abbildung 23: Einfluss der Umgebungsgasdichte auf den Strahlaufbruch; dargestellt sind das Eindringverhalten (links) und der Kegelwinkel (rechts) der K3N8-Düse bei verschiedenen Gasdichten und einem Raildruck von 1600 bar

Beim Eindringen muss das Spray zum einen die umgebende Gasmasse verdrängen. Zum anderen gibt es einen Teil seines Impulses an das angesaugte Umgebungsgas ab. Während des Aufbruchs verstärken sich diese Effekte, so dass nach wenigen Millisekunden ein deutlicher Geschwindigkeitsunterschied der Sprayspitze zwischen den drei untersuchten Gasdichten deutlich wird. Die Unterschiede zwischen der roten und grünen Kurve im Vergleich zur grünen und blauen Kurve, zwischen denen jeweils $\Delta\rho_{Gas}$ von 14,2 kg/m^3 liegt, machen deutlich, dass der Einfluss der Gasdichte auf die Eindringtiefe zu höheren Dichten hin abnimmt. Dies trifft nicht auf den Kegelwinkel im rechten Diagramm zu, da hier die Abstände zwischen den Kurven fast identisch sind. Eine Erhöhung der Gasdichte bewirkt in jedem Fall eine Vergrößerung des Spraykegelwinkels. Erst bei Dichten über 40 kg/m^3 sinkt der Einfluss der Gasdichte auf den Kegelwinkel, wie Fink [19] ermittelte.

Eine weitere Messgröße des Sprays ist das Volumen. Wie in Abbildung 24 zu erkennen ist, heben sich bei Erhöhung der Gasdichte die Effekte von geringer werdender Eindringtiefe und größer werdendem Kegelwinkel teilweise gegenseitig auf, so dass nur eine geringe Änderung des Volumens festzustellen ist. Ein Beispiel hierfür sind die grüne und die blaue Kurve im linken Diagramm von Abbildung 24. Die rote Kurve mit der niedrigsten Gasdichte hat das größte Volumen, was bedeutet, dass der Einfluss der Eindringtiefe auf das Volumen überwiegt.

Zur korrekten Bewertung des Kraftstoff-Luft-Verhältnisses wurde in der rechten Grafik die Luftmasse berechnet. Das Volumen des eingespritzten Kraftstoffes wurde dabei in der Rechnung nicht berücksichtigt. Hier zeigt sich, dass eine Erhöhung der Gasdichte stets ein global magereres Gemisch zur Folge hat, da eine größere Luftmasse vom Spray erfasst wird. Dieser Fall entspricht am Motor der Erhöhung des Ladedrucks. Im Betrieb bewirkt der Effekt bei Erhöhung der Last eine bessere Luftausnutzung.

Der Raildruck hat hauptsächlich Einfluss auf die Eindringtiefe. Dies liegt in der Erhöhung des Sprayimpulses begründet. In Abbildung 25 ist dieser Zusammenhang visualisiert. Wie bei der Gasdichte wird der Einfluss des Raildruckes zu höheren Raildrücken hin kleiner. Durch das schnellere Eindringverhalten erhöht sich das Gemischvolumen. Im Motor trägt der erhöhte Impulsstrom wesentlich zur Durchmischung und Turbulenzerzeugung während der Verbrennung bei. Der Kegelwinkel im rechten Diagramm ist im Wesentlichen unbeeinflusst vom Raildruck. Bei steigendem Raildruck wird, aufgrund des stärkeren Abfalls des statischen Drucks, mehr Luft in das Spray gesaugt. Aufgrund des schnelleren Eindringverhaltens äußert sich dieser erhöhte Lufteinzug jedoch nicht in einer Vergrößerung des Kegelwinkels.

Am Motor ist die Wahl des Raildruckes von der Last abhängig. Auf diese Weise wird bei

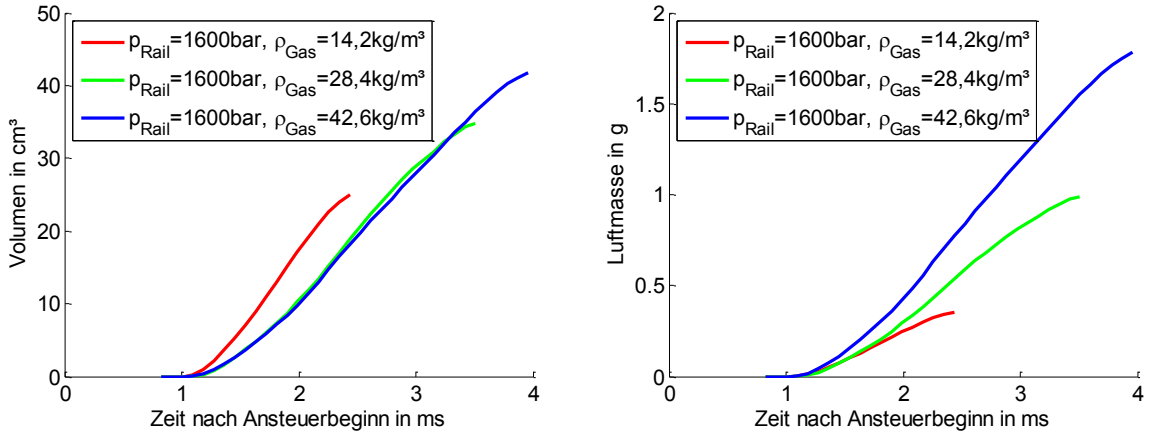

Abbildung 24: Einfluss der Umgebungsgasdichte auf den Strahlaufbruch; dargestellt sind das Volumen der Spraykeule (links) und die Masse der eingesaugten Luft (rechts) der K3N8-Düse bei verschiedenen Gasdichten und einem Raildruck von 1600 bar

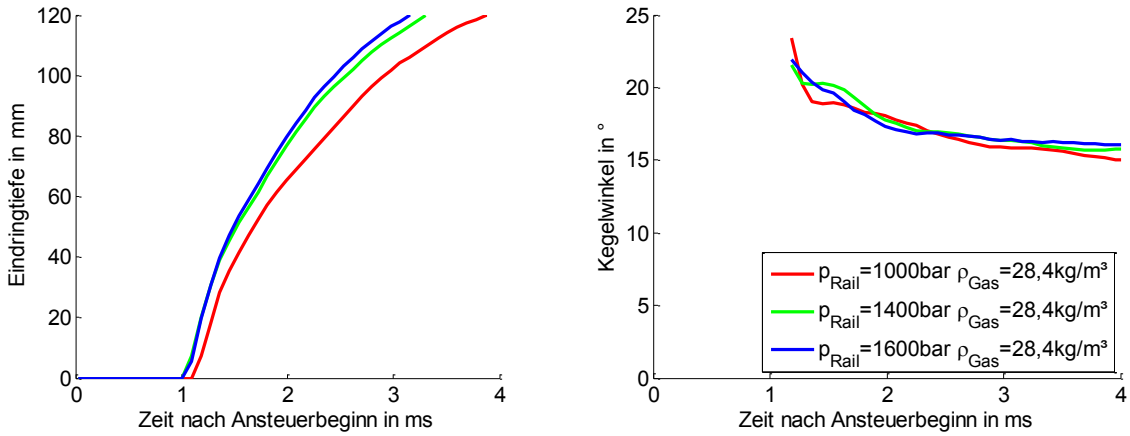

Abbildung 25: Einfluss des Raildrucks auf den Strahlaufbruch; dargestellt sind das Eindringverhalten (links) und der Kegelwinkel (rechts) der K3N8-Düse bei verschiedenen Raildrücken und einem Gasdichte von 28,4 kg/m^3

niedrigen Dichten, d.h. niedrigen Ladedrücken, ein Strahlauftrag auf die Brennraumwände vermieden. Bei hohen Dichten kann durch die Erhöhung des Raildruckes das Luftangebot besser genutzt werden. Die Abbremsung des Sprays, aufgrund der höheren Gasdichte, gleicht sich so mit der Beschleunigung durch den vergrößerten Impuls aus.

In Abbildung 26 ist der Einfluss der Düsengeometrie auf die Eindringtiefe und den Kegelwinkel dargestellt. Die Konizität hat hier keinen Einfluss auf die Eindringtiefe der Sprays. Zwischen den 8-Loch und den 10-Loch Düsen besteht jedoch ein geringer Unterschied. Dieses Verhalten liegt in der Fertigung der Düsen begründet. Durch die hydroerosive Bearbeitung wurde die Düsengeometrie so verändert, dass alle Düsen den gleichen Gesamtdurchfluss aufweisen. Wie von Najar [43] gezeigt wurde, ist das Eindringverhalten einer Düse stark vom Einspritzverlauf abhängig. Die Unterschiede zwischen den 8-Loch und den 10-Loch Düsen liegen also im 25 % höheren Durchfluss der einzelnen Düsenbohrung der 8-Loch Düse begründet.

Im Kegelwinkel zeigen sich Unterschiede bis 2,5 ° zwischen den Düsengeometrien, wie im rechten Diagramm gezeigt. Die veränderte Düsengeometrie und damit veränderte Düseninnenströmung hat deutlichen Einfluss auf das Spray. Die Form der Kurven bleibt jedoch bei beiden Messgrößen unbeeinflusst.

Da das Eindringverhalten der Düsen sehr ähnlich ist, wird im Folgenden hauptsächlich mit dem Kegelwinkel gearbeitet, um den Lufteinzug der Düsen zu charakterisieren. Der leichte Unterschied der Eindringtiefen zwischen 8-Loch und 10-Loch Düsen ist unerheblich. In erster Linie sollen in der Arbeit die verschiedenen Konizitäten verglichen werden. Ein Vergleich der 8-Loch Düsen mit den 10-Loch Düsen ist deutlich komplexer. Die unterschiedlichen Kraftstoffmengen im Spray der 8-Loch und der 10-Loch Düsen und das Vorhandensein zweier zusätzlicher Sprays hat schwer kalkulierbare Auswirkungen auf die

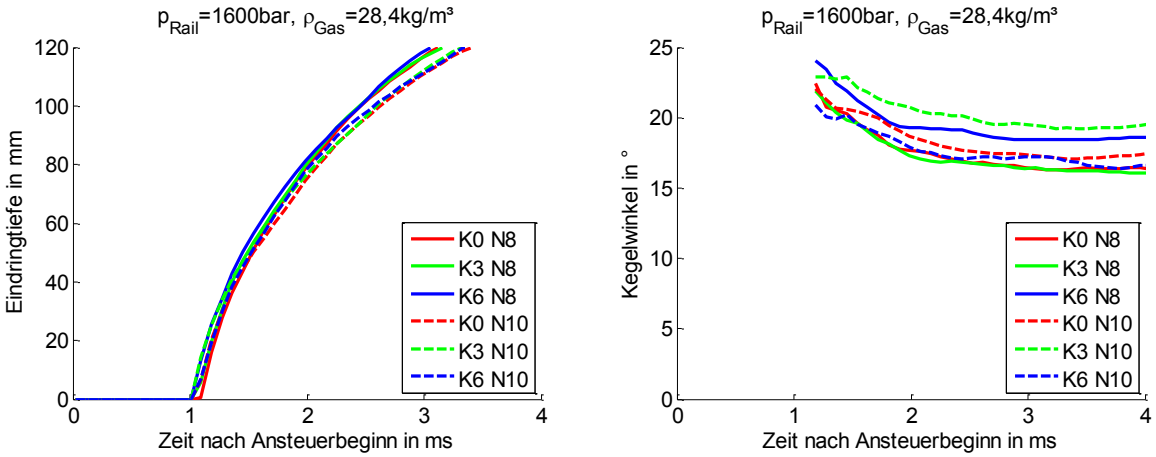

Abbildung 26: Einfluss der Düsengeometrie auf den Strahlaufbruch; dargestellt sind das Eindringverhalten (links) und der Kegelwinkel (rechts) aller untersuchten Düsen bei einer Gasdichte von 28,4 kg/m^3 und einem Raildruck von 1600 bar

Verbrennung und die Schadstoffentstehung.

Zum leichteren Vergleich aller Düsen bei wechselnden Umgebungsbedingungen wurden die Kegelwinkel durch eine zeitliche Mittelung auf je einen einzelnen Wert reduziert. Diese Werte sind in Abbildung 27 übersichtlich dargestellt. Zunächst fällt der stark unterschiedliche Einfluss der Konizität bei den 8-Loch und den 10-Loch Düsen ins Auge. So zeigt die K3 Düse mit 8 Löchern tendenziell den kleinsten Kegelwinkel, wogegen die K3 Düse mit 10 Löchern tendenziell den größten Kegelwinkel aufweist. Dieser unterschiedliche Einfluss ist zunächst nicht erklärbar und wird mittels der Ergebnisse an der neuen Spraykammer im Detail untersucht. Bei genauerer Betrachtung der Ergebnisse zeigt sich eine Gemeinsamkeit: Sowohl bei den N8 als auch den N10 Düsen reagiert die K3 Düse am stärksten auf eine Änderung der Gasdichte. Dadurch ändert sich die Lage der Ergebnisse der K3-Düse relativ zur K0- und K6-Düse. Die genannten Erkenntnisse treffen ebenfalls auf die anderen beiden vermessenen Raildrücke zu.

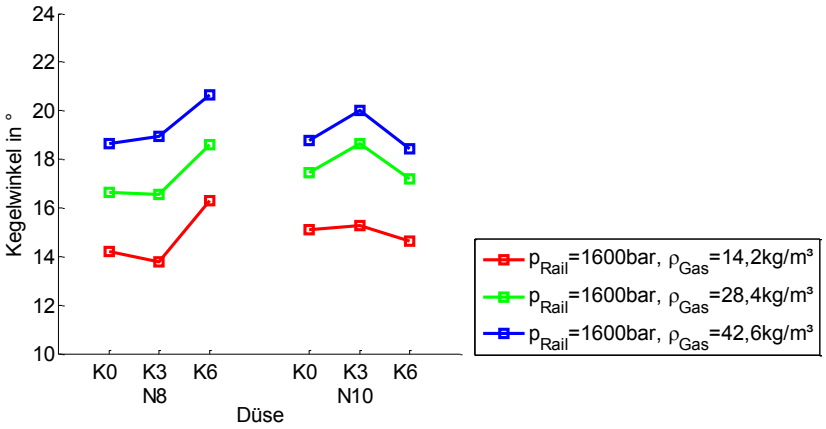

Abbildung 27: Übersicht des Einflusses der Düsengeometrie der 8-Loch Düsen (links) sowie der 10-Loch Düsen (rechts) auf den zeitlich gemittelten Kegelwinkel bei verschiedenen Gasdichten

5.2 Verdampfung

Die in diesem Abschnitt vorgestellten Versuchsergebnisse geben Aufschluss über das Verdampfungsverhalten der Einspritzstrahlen unter brennraumähnlichen Umgebungsbedingungen. Die Bewertung der Verdampfung erlaubt Rückschlüsse auf die Menge der angesaugten Luft. Dazu wird der Winkel des verdampften Sprays untersucht. Zusätzlich steht, dank der verwendeten Messtechnik, mit der flüssigen Eindringtiefe eine zweite aussagekräftige Messgröße zur Verfügung. Die gemeinsame Bewertung dieser beiden Größen erlaubt tiefere Einblicke in die ablaufenden Vorgänge und das Zusammenspiel von Strahlzerfall und Lufteinzug.

5.2.1 Einfluss der Randbedingungen

Mit Hilfe von Abbildung 28 soll zunächst der Einfluss des Raildruckes auf die Strahlverdampfung erläutert werden. Das erste Diagramm zeigt die Eindringtiefen der Gas- sowie der Flüssigphase bei 1000 bar, 1400 bar und 1600 bar Raildruck. Während die Gasphase ungehindert in die Spraykammer eindringt, erreicht die Flüssigphase nach ca. 2

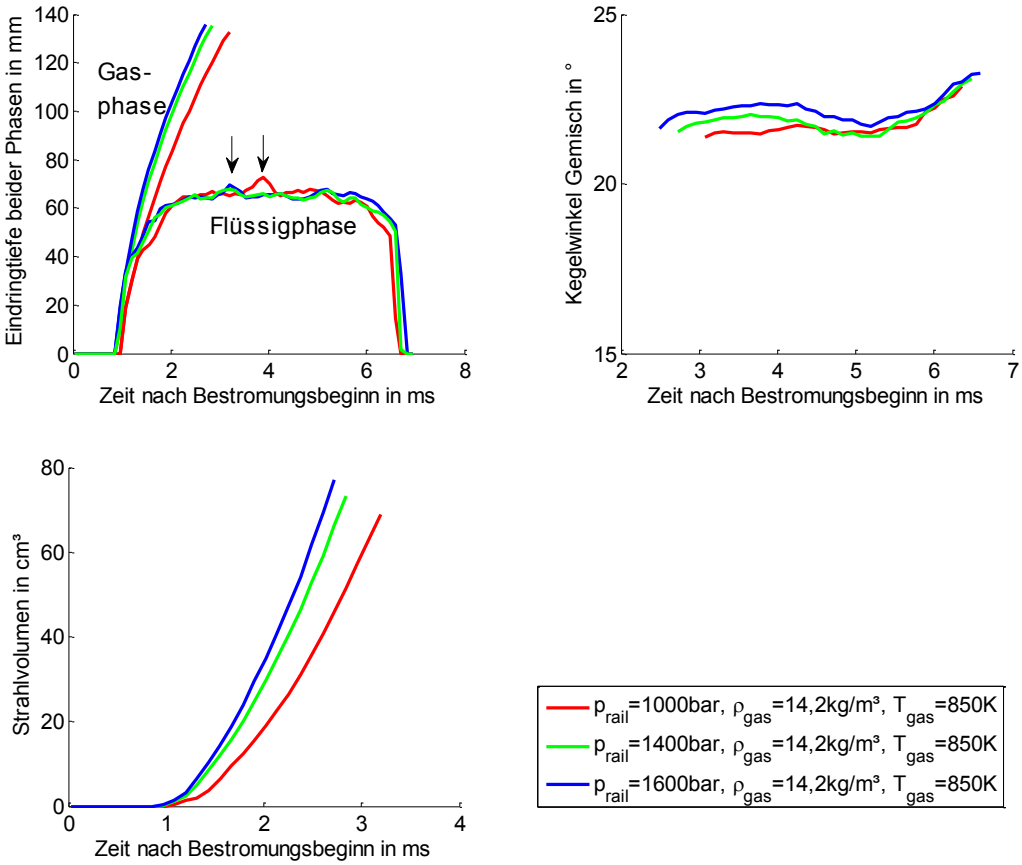

Abbildung 28: Darstellung des Einflusses des Raildruckes auf die Eindringtiefen von Gas- und Flüssigphase (oben links), auf den Kegelwinkel der Gasphase (oben rechts), sowie auf das Volumen der Gasphase (unten) am Beispiel der K6N8-Düse

ms einen stationären Zustand, in dem der eingespritzte Kraftstoffmassenstrom gleich dem verdampfenden Kraftstoffmassenstrom ist. Die Eindringtiefe der Flüssigphase bleibt demzufolge konstant.

Die Unterschiede zwischen den Kurven der Gasphase ähneln stark den Verhältnissen bei nicht verdampfenden Umgebungsbedingungen. Das heißt eine Erhöhung des Raildruckes vergrößert die Eindringgeschwindigkeit. Im Gegensatz dazu bleibt die maximale Eindringtiefe der Flüssigphase nahezu konstant. Hieraus kann geschlussfolgert werden, dass der aufgrund des erhöhten Raildruckes vergrößerte Kraftstoffmassenstrom auch einen entsprechend größeren Enthalpiestrom des Umgebungsgases ansaugt. Dieser wiederum ermöglicht eine erhöhte Verdampfungsrate, was eine unveränderte flüssige Eindringtiefe zur Folge hat [71].

Bemerkenswert sind die kurzzeitigen Erhöhungen der flüssigen Eindringtiefe (durch Pfeile gekennzeichnet). Sie korrelieren bei allen Raildrücken zeitlich mit den Erhöhungen der Einspritzrate (siehe Abbildung 8, Seite 37). Eine kurzzeitige Erhöhung der Einspritzrate hat demnach im Gegensatz zu einer dauerhaften Erhöhung der Einspritzrate einen sichtbaren Einfluss auf die flüssige Eindringtiefe. Diese Erhöhung kann damit erklärt werden, dass die Trägheit des angesaugten Luftmassenstromes eine schnelle Anpassung an den erhöhten Kraftstoffmassenstrom verhindert. Dadurch herrscht kurzzeitig ein anderes Verhältnis der Massenströme, was eine veränderte Verdampfungsrate zur Folge hat. Des Weiteren kommt es im Strahl kurzzeitig lokal zu einer erhöhten Kraftstoffdichte, weil langsame Bereiche von schnelleren Bereichen eingeholt werden.

Im rechten Diagramm von Abbildung 29 ist eine leichte Erhöhung des Kegelwinkels der Gasphase mit steigendem Raildruck zu erkennen. Dieses Verhalten ist ungewöhnlich und wird in der Literatur nur selten beschrieben. Es ist jedoch möglich, dass in diesem Fall eine Verfälschung der Datenbasis vorliegt (Publikationsbias), da geringe Abweichungen von der Theorie von Naber und Siebers der Messunsicherheit zugeschrieben und daher nicht veröffentlicht werden. In den vorliegenden Experimenten tritt ein Anstieg des Kegelwinkels mit dem Raildruck in ca. 63 % der Fälle auf. Gegen Ende der Einspritzung nähern sich die Kegelwinkel einander wieder an. Aufgrund dieser leichten Unterschiede im Kegelwinkel ist die Spreizung der Sprayvolumen zwischen den Raildrücken noch etwas stärker als bei den nicht verdampfenden Sprays.

Die Abhängigkeit des Verdampfungsprozesses von den Umgebungsbedingungen ist in Abbildung 29 dargestellt. Wie im ersten Diagramm deutlich wird, ist das Eindringverhalten der Gasphase nicht von der Umgebungstemperatur abhängig. Die Gasdichte beeinflusst die Eindringgeschwindigkeit dagegen deutlich. In der flüssigen Eindringtiefe schlagen sich sowohl Temperatur als auch Dichte nieder. Aufgrund des gleichen Raildruckes finden sich hier die Schwankungen der flüssigen Eindringtiefe zum gleichen Zeitpunkt, dafür jedoch an anderer Stelle. Bei genauerer Betrachtung verschieben sich die Schwankungen bei den

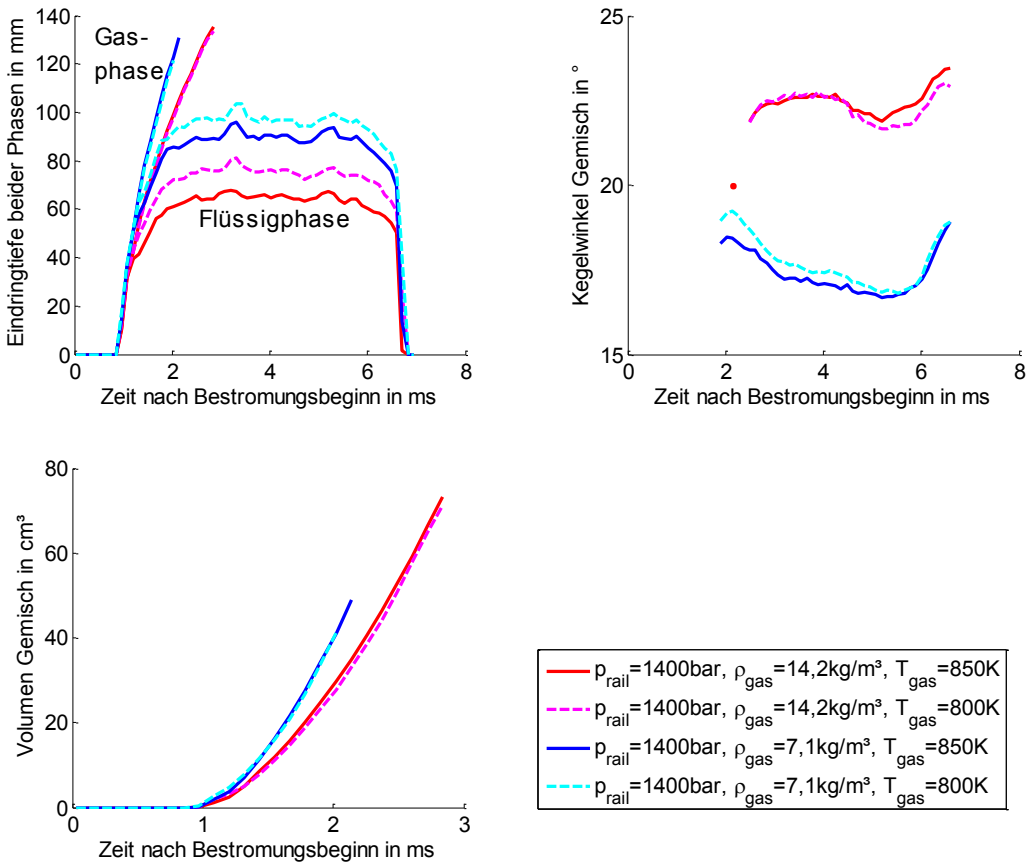

Abbildung 29: Darstellung des Einflusses von Dichte und Temperatur des Umgebungsgases auf die Eindringtiefen von Gas- und Flüssigphase (oben links), auf den Kegelwinkel der Gasphase (oben rechts), sowie auf das Volumen der Gasphase (unten) am Beispiel der K6N8-Düse

größeren Eindringtiefen leicht nach spät, da das Spray hier eine größere Strecke zurücklegen muss.

Eine Verdopplung der Dichte hat an diesem Betriebspunkt eine in etwa doppelt so starke Auswirkung auf die Eindringtiefe wie eine Erhöhung der Umgebungstemperatur um 50 K. Aufgrund der erhöhten Temperatur steht mehr Wärme im eingesaugten Gas für die Verdampfung des Kraftstoffes zur Verfügung, was zu einer erhöhten Verdampfungsgeschwindigkeit führt. Gleichermaßen verursacht eine Erhöhung der Dichte eine Vergrößerung des Sprayvolumens und damit eine Vergrößerung des eingesaugten Enthalpiestromes.

5.2.2 Streuung der Ergebnisse

Anhand der Streuung der Messergebnisse soll im Folgenden die Präzision der Messung überprüft werden. Dazu wurden in Abbildung 30 für zwei verschiedene Messpunkte alle Messergebnisse nach Einspritzstrahlen getrennt geplottet. Der Mittelwert des jeweiligen Messpunktes wird durch den horizontalen Strich angegeben. Wie man sieht streuen die

Einzelergebnisse verhältnismäßig stark. Der Grund hierfür ist, dass die Messung neben dem zufälligen Fehler der Messtechnik auch von der Stochastik des Strahlaufbruchs und den Unterschieden zwischen den einzelnen Spritzlöchern beeinflusst wird. Beim Kegelwinkel streuen die Ergebnisse eines Loches um ca. 15%. Die einzelnen Spritzlöcher untereinander streuen ebenfalls in dieser Größenordnung. Bei der flüssigen Eindringtiefe macht die Streuung eines Loches ca. 10 % aus. Die einzelnen Sprays verschiedener Spritzlöcher unterschieden sich bis ca. 20 %. Der Einfluss der Messtechnik auf die Abweichungen der flüssigen Eindringtiefe ist, wie bereits in Abschnitt 4.5.3 erläutert wurde, sehr gering. Beim Kegelwinkel ist der Einfluss größer, weil die Schlierenmessungen mehr Fehlerquellen beinhalten. Der achte Strahl liefert aufgrund des schlechten Schlierenhintergrundes an dieser Stelle der Kammer häufig stark abweichende Ergebnisse und wurde daher grundsätzlich bei der Mittelwertbildung vernachlässigt. Die flüssige Eindringtiefe ist hiervon nicht beeinflusst.

Auffällig sind insbesondere die ersten drei Strahlen in Abbildung 30 aufgrund der stark schwankenden Ergebnisse. Bei näherer Betrachtung können die Schwankungen durch Vergleich von Kegelwinkel und Eindringtiefe mittels des Models der mischungskontrollierten Verdampfung jedoch plausibel erklärt werden. So zeigen die drei Strahlen für den Messpunkt mit hoher Dichte eine lineare Abnahme des Kegelwinkels von Strahl 1 nach 3, passend dazu steigt die Eindringtiefe linear aufgrund der geringeren Menge angesaugter Luft. Beim Messpunkt mit niedriger Dichte sind Strahl 1 und 3 jeweils auf gleichem Niveau. Strahl 2 dagegen zeigt den größeren Kegelwinkel und die kleinere flüssige Eindringtiefe. Die Schwankungen stammen also nur zu einem geringen Teil aus Mess- und Auswertungsfehlern. Wahrscheinlicher ist ein Einfluss der Spritzlöcher.

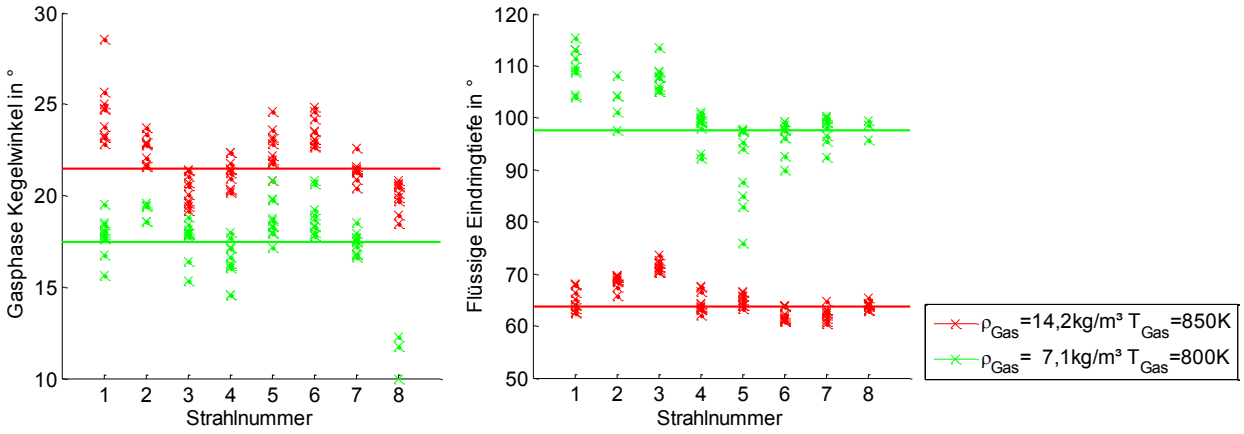

Abbildung 30: Visualisierung der Streubreite der Messgrößen gasförmiger Kegelwinkel und flüssige Eindringtiefe bei zwei verschiedenen Umgebungsbedingungen für die K6N8-Düse; alle Messwiederholungen sowie alle Strahlen wurden einzeln geplottet; die horizontalen Linien geben jeweils den Mittelwert aller Wiederholungen und Strahlen

Dank des neuen Prüfstandes ist es für Injektoren dieser Größenordnung erstmals möglich, die Verdampfung aller Düsenstrahlen zu untersuchen und zu vergleichen. Dabei zeigt sich eine vorher nicht bekannte Streuung der einzelnen Spritzlöcher. Aufgrund dieser Erkenntnis verlieren die Messungen eines einzelnen Strahles, wie bei den kalten Sprayeigenschaften geschehen, stark an Aussagekraft. Die Streuung ist stark genug, um den Einfluss der Spritzlochgeometrie bei Betrachtung einzelner Spritzlöcher komplett zu verzerren. Der „wahre“ Einfluss einer Spritzlochgeometrie ist in diesem Zusammenhang durch die Motorergebnisse vorgegeben, da die Studie das Ziel hat die Schadstoffemissionen zu verringern. Es wird angenommen, dass das motorische Verhalten durch eine Messung und arithmetische Mittelung aller Strahlen am besten angenähert werden kann.

5.2.3 Einfluss der Düsengeometrie

Vor diesem Hintergrund werden in Abbildung 31 und Abbildung 32 zeitlich gemittelte Ergebnisse des Kegelwinkels der Gasphase und der maximalen flüssigen Eindringtiefe vorgestellt, die es ermöglichen den Einfluss der Düsengeometrie zusammen zu fassen. Die gezeigten Daten wurden über die Messwiederholungen, die Strahlen und die Zeit gemittelt, um nur einen Wert pro Düsengeometrie und Messpunkt zu erhalten. Der erste Blick auf die Ergebnisse des Kegelwinkels in Abbildung 31 offenbart einen sehr ähnlichen Einfluss der Konizität für beide Spritzlochanzahlen. Auch bei allen Raildrücken und Umgebungsbedingungen ähnelt sich die Reihenfolge des Kegelwinkels der Düsen: K3, K0, K6 in steigender Reihenfolge. Beim Vergleich dieser Ergebnisse mit dem Kegelwinkel der nicht verdampfenden Flüssigphase wird das Ausmaß der Verzerrung aufgrund der Vermessung eines einzelnen Spritzloches deutlich.

Theoretisch gibt es keine Begründung für eine Änderung des Kegelwinkels durch eine Änderung der Umgebungstemperatur. Trotzdem kommt es bei einigen Messpunkten in Abbildung 31 zu einer Abweichung der Ergebnisse. Der mittlere Fehler ist für die Messung des Kegelwinkels vergleichsweise groß und kann als Ursache für diese Verschiebungen angesehen werden. Die Unterschiede zwischen den Düsen liegen knapp innerhalb der Messpräzision. Das bedeutet, dass die Unterschiede zwischen den Düsen vergleichsweise gering sind. Andererseits zeigen die Ergebnisse für 8-Loch und 10-Loch Düsen den gleichen Trend und wie im Weiteren gezeigt wird, können ähnliche Effekte bei allen folgenden Untersuchungen beobachtet werden. Aus diesem Grund werden die Unterschiede als signifikant angesehen.

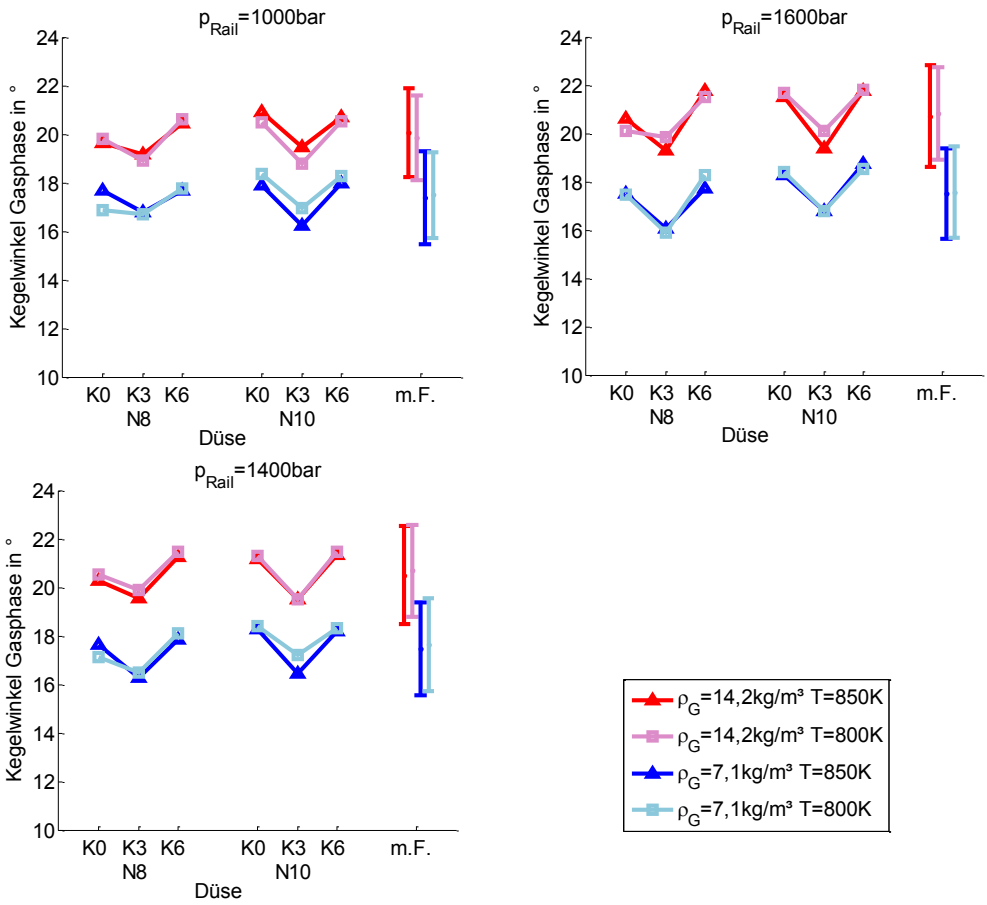

Abbildung 31: Übersicht des gemittelten Kegelwinkels der Gasphase für alle Düsen und alle Messpunkte; als mittlerer Fehler (m.F.) ist die Spanne der doppelten Standardabweichung aller Wiederholungen und Spritzlöcher für jeden Betriebspunkt separat angegeben

Die Ergebnisse der maximalen flüssigen Eindringtiefe in Abbildung 32 zeigen ein ähnliches Muster wie der Kegelwinkel. Für diese Messungen liegen die Unterschiede zwischen den Düsen außerhalb des mittleren Fehlers und können somit als signifikant angesehen werden. Die steigende Reihenfolge der flüssigen Eindringtiefe für die Konizitäten ist K3, K6, K0. Diese Ordnung ist ungewöhnlich, da das Modell der Dieselverbrennung die größte Eindringtiefe bei der K3-Düse aufgrund des kleinen Kegelwinkels vermuten lässt. Das Verhalten der K0- und K6-Düsen entspricht dagegen der Modellvorstellung. Große Unterschiede in der flüssigen Eindringtiefe zwischen der K3- und der K6-Düse sind nur im Messpunkt der niedrigsten Dichte und Temperatur zu verzeichnen. Hin zu größeren Dichten und Temperaturen, den motorisch relevanteren Betriebspunkten, nähern sich die Eindringtiefen der beiden Konizitäten stark an. Bei 1600 bar Raildruck liegt K6 sogar leicht unter K3.

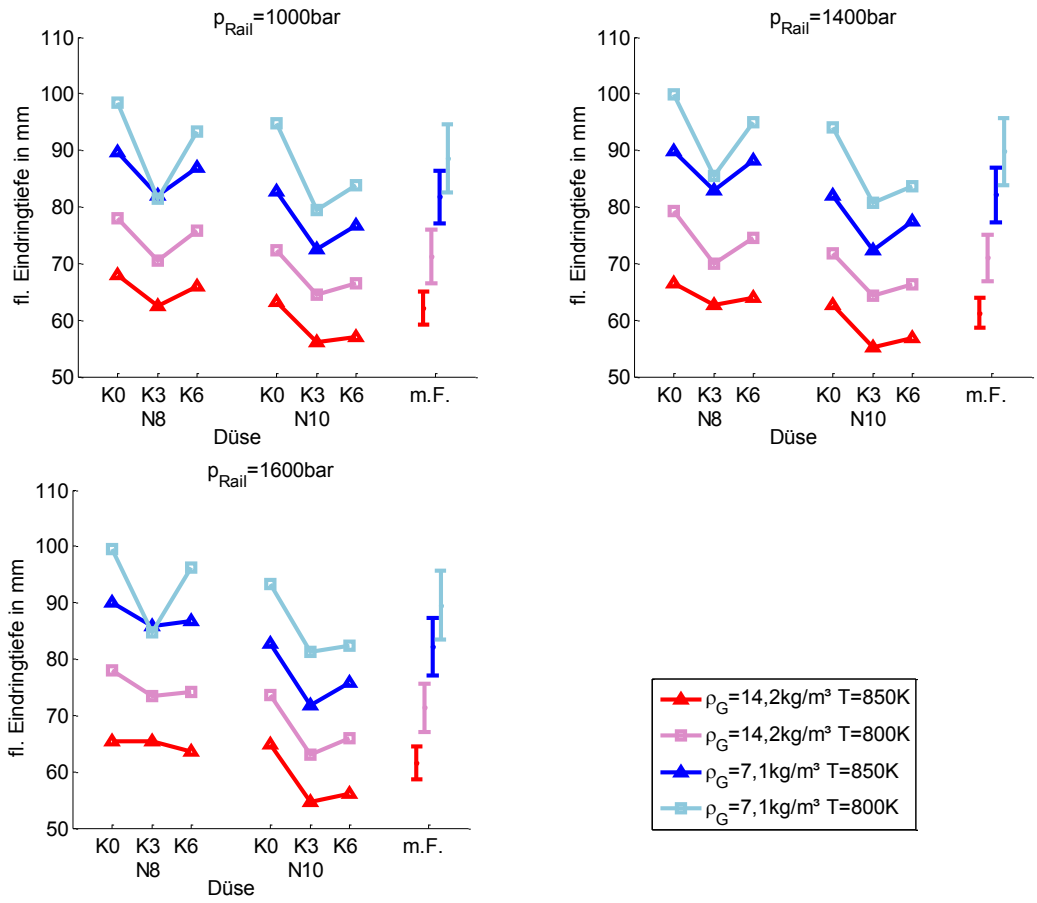

Abbildung 32: Übersicht der gemittelten flüssigen Eindringtiefe für alle Düsen und alle Messpunkte; als mittlerer Fehler (m.F.) ist die Spanne der doppelten Standardabweichung für jeden Betriebspunkt separat angegeben

Vergleicht man die Düsenlochzahlen miteinander, so fällt auf, dass der Kegelwinkel bei den N10-Düsen im Mittel geringfügig höher als bei den N8-Düsen liegt. Die flüssige Eindringtiefe der N10-Düsen liegt dagegen deutlich unter den N8-Düsen. Die geringe flüssige Eindringtiefe ist durch den geringeren Massenstrom der N10-Düsen bei jedoch ähnlicher Düsenaustrittsgeschwindigkeit plausibel erklärbar.

5.3 Zündung

Die Analyse der Zündvorgänge gibt Aufschluss über die Prozesse des Strahlaufbruchs sowie des Lufteintrags und der Verdampfung zu Beginn der Einspritzung. Die Methode zur Bestimmung der Zündorte beruht auf der Messung der Wärmestrahlung der ersten Rußpartikel. Tatsächlich bildet sich während der Zündung der Dieselstrahlen noch kein Ruß, da die Rußbildung eine ausreichend hohe Temperatur voraussetzt. Zur Detektion der ersten Zündprozesse, genauer der ersten Wärmefreisetzung, ist daher die Analyse der Chemilumineszenz des OH Radikals besser geeignet. Die Untersuchung erfolgte unter der Prämisse, anstatt der grundlegenden Struktur der Dieselflamme viel mehr die Unterschiede

zwischen den Düsen zu untersuchen. Unabhängig von anderen Untersuchungen wurde das Auftreten des ersten Rußleuchtens daher als Indikator für die Kraftstoffverteilung während der Zündung definiert.

5.3.1 Visualisierung der Zündprozesse

Unter Verwendung der Schlieren-Streulicht Optik konnte die mehrstufige Zündung der Dieselstrahlen sichtbar gemacht werden. Dabei werden die Zusammenhänge zwischen den initialen nicht rußenden Phasen der Verbrennung und dem Rußleuchten deutlich. Eine beispielhafte Bildsequenz ist in Abbildung 33 dargestellt. Die obere Bildserie gibt einen Überblick über die Zündung und Verbrennung aller Strahlen.

Die ersten zwei Frames stellen das Eindringen des flüssigen Diesels und die Verdampfungsphase dar. Die Flüssigphase konnte in dieser Messung nicht abgebildet werden, weil Schlierenlaser und Kamera auf die Lichtintensität der Verbrennung abgestimmt wurden, welche eine bis zwei Größenordnung über der Intensität des Streulichts liegt. Im dritten Frame sind die Zündorte sichtbar. Durch die starke Wärmefreisetzung dehnt sich das Gas aus und führt zur lokalen Vergrößerung der Schlieren. In den letzten zwei Frames entzünden sich sukzessive alle Strahlen, was die Beobachtung des groben Ablaufes der Zündung ermöglicht. Auf das Einsetzen des Rußleuchtens folgt zunächst eine Erweiterung der sichtbaren Flamme, die von einer deutlichen Expansion der Verbrennungsgase, aufgrund des Anstiegs der Temperatur, begleitet wird. Zuletzt breitet sich die sichtbare Diffusionsverbrennung über den gesamten Strahl aus. Durch die erhöhte Helligkeit ist im letzten Bild auch ein Streulichtsignal des flüssigen Kraftstoffes erkennbar.

In der unteren Bildserie ist der mehrstufige Charakter des Zündvorganges anhand eines Einzelstrahls visualisiert. Wie in einer Veröffentlichung von Lillo et al. [39] beschrieben, ermöglicht die Schlierentechnik die Sichtbarmachung der Kaltflammenreaktionen. Durch die geringe Wärmefreisetzung, während dieser ersten Verbrennungsphase, ändert sich die Gemischtemperatur nur langsam. Dadurch ähnelt sich der Brechungsindex des Gemischs zwischenzeitlich wieder dem Brechungsindex des Umgebungsgases und die Schlieren verschwinden. Dieser Bereich ist in Abbildung 33 durch die rote Klammer gekennzeichnet. Lillo et al. verwenden zur Detektion der Zündung zusätzlich eine Messung der Chemilumineszenz und eine Triangulation des Drucksignals. Die Chemilumineszenz setzt in den Messungen ca. 100 µs nach dem Verschwinden der Schlieren ein. Gleichzeitig kommt es zum Druckanstieg, welcher für die Triangulation des Zündortes verwendet wird. Diese beiden Effekte kennzeichnen die zweite, stark exotherme Phase der Verbrennung. In Abbildung 33 ist diese Phase durch eine lokale Vergrößerung der Schlieren erkennbar. Diese Ausstülpungen der Strahlkontur sind in den Bildern durch weiße Kreise gekennzeichnet. Unmittelbar nach dem lokalen Ausstülpen kommt es zu einem Aufblähen der gesamten Strahlkontur und zu großflächigem Rußleuchten. Dies kennzeichnet die Entzündung des gesamten Gemischs. Die Orte ersten Rußleuchtens sind in dieser Aufnahme

nicht zu erkennen, da sie eine wesentlich geringere Intensität haben. Die Ausstülpungen treten ca. 75 mm von der Düse entfernt auf und befinden sich damit in derselben Region wie die Orte ersten Rußleuchtens. Der Einfachheit halber werden im Folgenden die Orte ersten Rußleuchtens als Zündorte bezeichnet.

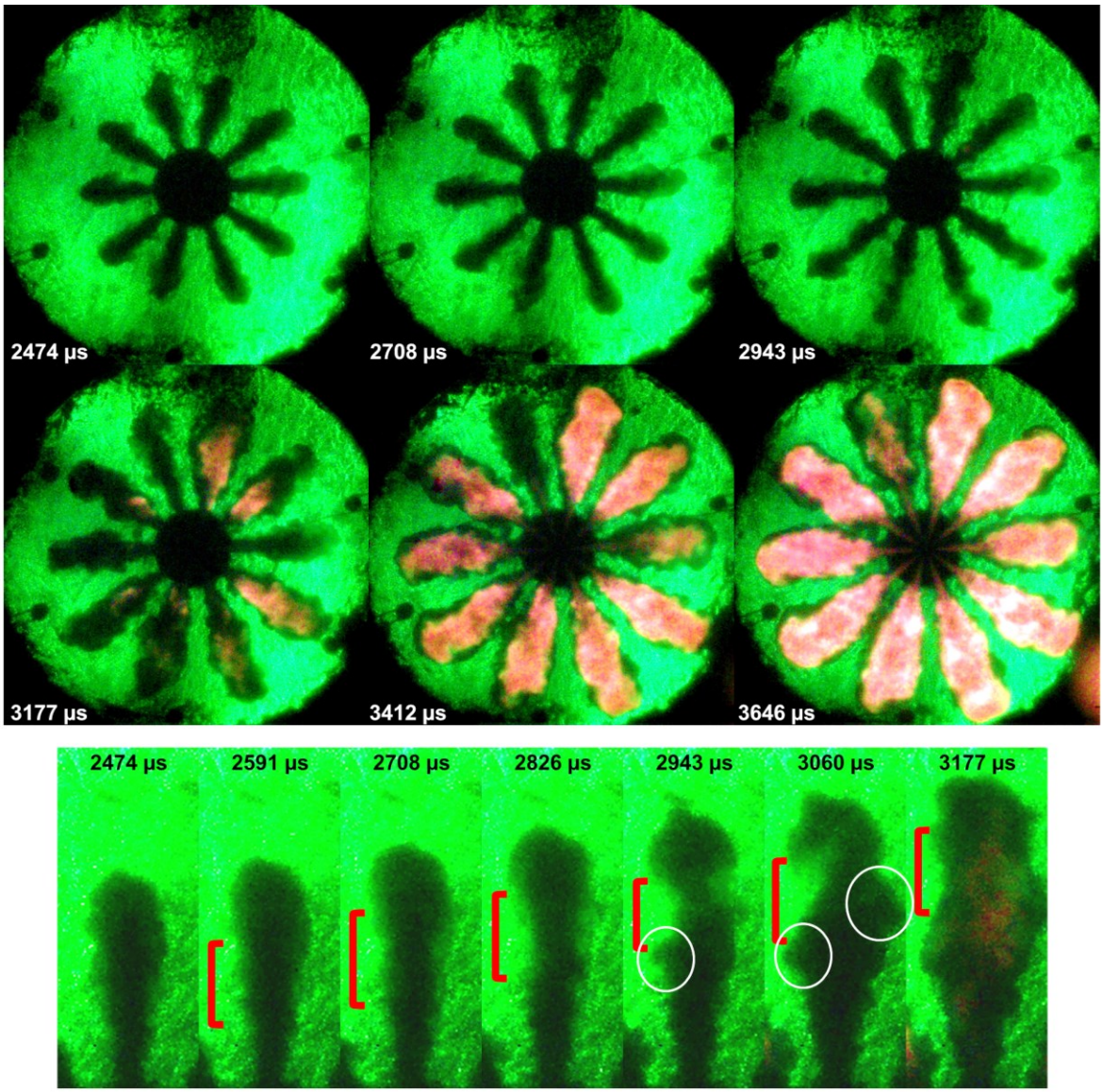

Abbildung 33: Bildsequenz einer zündenden Einspritzung bei p_{Rail} = 1000 bar, ρ_{Gas} = 14,2 kg/m^3 und T_{Gas} = 800 K; die obere Bildserie zeigt alle Strahlen; in der unteren Bildserie ist das zweistufige Zündverhalten anhand eines Einzelstrahles verdeutlicht

5.3.2 Übersicht der Messergebnisse

Die quantitative Bewertung der Zündung für den Vergleich der Düsengeometrien erfolgt über den Abstand der Zündorte von der Düse. Auf diese Weise soll die Kraftstoffverteilung und der Fortschritt der Gemischaufbereitung der Düsen quantifiziert werden. Die genaue Lage aller Messwiederholungen und deren Mittelung ist in Abbildung 34 dargestellt. Wie zu erkennen ist, schwankt der Abstand der Zündung von der Sprayachse stark. Dies deutet darauf hin, dass die Strahlen am gesamten Umfang zünden. Auch der Abstand von der Düse ist vergleichsweise großen Schwankungen unterworfen, was auf die Stochastik von Zündung und Einspritzung zurückzuführen ist. Im Gegensatz zu den restlichen Untersuchungen, ist die Datenbasis hier weniger umfangreich, weil jeweils nur der erste zündende Strahl vermessen wurde. Aufgrund der starken Streuung der Ergebnisse ist die Mittelwertbildung daher weniger aussagekräftig.

Eine Übersicht der Ergebnisse des Zündortes für alle Düsen ist in Abbildung 35 gegeben. Deutlich ist der Anstieg des Abstandes sowohl durch eine Erhöhung des Raildruckes als auch durch eine Absenkung der Sauerstoffkonzentration ersichtlich. Die Erhöhung des Raildruckes wirkt sich dabei sowohl auf die Eindringgeschwindigkeit und damit die Eindringtiefe des Sprays während des Zündverzugs als auch auf den Flüssigkeitsaufbruch und damit die Kraftstoffverteilung im Strahl aus. Die Vergrößerung des Zündabstandes von der Düse durch eine Erhöhung des Raildruckes konnte auch von Bertsch [5] nachgewiesen werden. Der Einfluss der Sauerstoffkonzentration kann klar auf die Vergrößerung des chemischen Zündverzugs zurückgeführt werden. Der niedrigere Sauerstoffgehalt erfordert weiterhin die Durchmischung mit einer größeren Menge Luft, weil sich das Verbrennungsluftverhältnis λ durch den AGR Betrieb deutlich senkt. Die eingesaugte

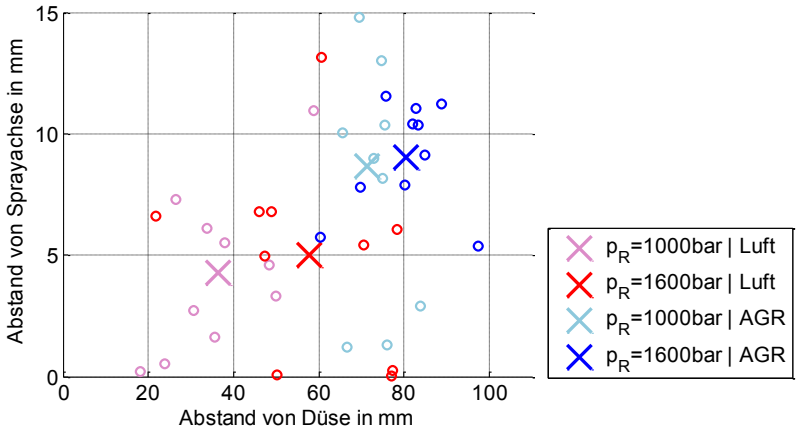

Abbildung 34: Visualisierung der Streubreite der Zündorte bei zwei Raildrücken unter Luft und AGR Bedingungen am Beispiel der K6N8-Düse bei ρ_{Gas} = 14,2 kg/m^3 und T_{Gas} = 850 K; die zweidimensionale Lage der Zündorte im Strahl wurde für alle Messwiederholungen und Strahlen einzeln geplottet; die gemittelten Werte sind mit „X“ markiert

Luftmenge wiederum steigt mit dem Abstand von der Düse.

Die Erhöhung der Konizität von K0 auf K6 hat je nach Betriebspunkt verschiedene Effekte, was wahrscheinlich auf die kleine Datenbasis und den großen mittleren Fehler zurückzuführen ist. Im Vergleich von K0- und K6- mit den K3-Düsen zeigt sich dagegen ein klareres Bild. So bewirkt die Geometrie der K3 Düse unter Luft Bedingungen eine leichte Erhöhung des Abstandes der Zündorte von der Düse. Unter AGR Bedingungen dagegen verringert sich der Zündabstand der K3-Düsen. Sehr ähnlich sieht das Bild für den Zeitpunkt der Zündung, dargestellt in Abbildung 36, aus. Wieder hat die Absenkung des Sauerstoffgehaltes einen geringeren Einfluss auf die K3-Düsen verglichen mit den K0- und K6-Düsen. Über die Zündzeitpunkte unter Luftatmosphäre kann keine eindeutige Aussage

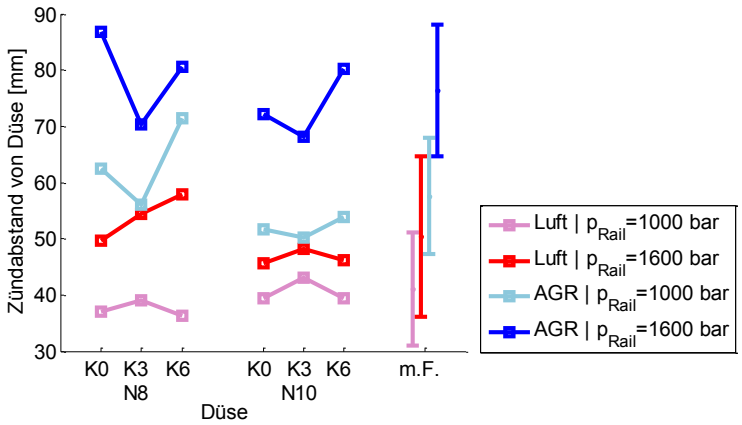

Abbildung 35: Übersicht der Zündorte für alle Düsen und alle Messpunkte bei ρ_{Gas} = 14,2 kg/m^3 und T_{Gas} = 850 K; als mittlerer Fehler (m.F.) ist die Spanne der doppelten Standardabweichung für jeden Betriebspunkt separat angegeben

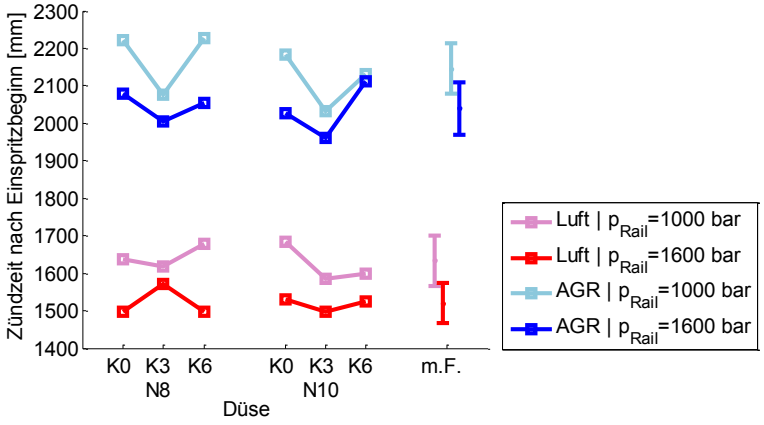

Abbildung 36: Übersicht des Zündzeitpunktes für alle Düsen und alle Messpunkte bei ρ_{Gas} = 14,2 kg/m^3 und T_{Gas} = 850 K; als mittlerer Fehler (m.F.) ist die Spanne der doppelten Standardabweichung für jeden Betriebspunkt separat angegeben

getroffen werden; diese liegen in etwa auf gleichem Niveau. Durch eine Anhebung des Raildruckes senkt sich der Zündverzug, das bedeutet die Gemischaufbereitung läuft bei höheren Geschwindigkeiten schneller ab. Aufgrund des großen mittleren Fehlers sind die Ergebnisse für den Zündort besonders im Luftbetrieb nur unter Vorbehalt zu interpretieren. Die Ergebnisse des Zündzeitpunktes streuen dagegen weniger und sind daher signifikanter.

5.4 Verbrennung

Die Verbrennung stellt das Hauptstadium der Einspritzung dar. Alle in den bisherigen Kapiteln untersuchten Effekte addieren sich und beeinflussen die Verbrennung und damit die Entstehung von Schadstoffen. Natürlich spielt im Motor die Brennraumgeometrie und die Expansion eine sehr große Rolle für den Ablauf der Verbrennung. Hier soll jedoch ausschließlich der Einfluss der Düsengeometrie beurteilt werden. Zu diesem Zweck sind Informationen über die Qualität des Verbrennungsprozesses unerlässlich. Die Analyse der Verbrennung erlaubt es weiterhin Rückschlüsse auf alle zuvor abgelaufenen Prozesse zu ziehen.

5.4.1 Flame Lift-Off

Eine Eigenschaft zur Beschreibung des Zusammenspiels von Gemischbildung und Verbrennung, ist der Abstand der stationären rußleuchtenden Flamme von der Düse, der s.g. Flame Lift-Off (FLO). Aufgrund der Wechselwirkung zwischen der Flamme und dem verdampfenden Kraftstoff hat der FLO Einfluss auf die Vorgänge in der ersten fetten Verbrennungszone. Die Reaktionsprodukte dieser ersten Verbrennungszone sind direkt an der Rußbildung im Zentrum der Diffusionsflamme beteiligt.

Dank der Möglichkeit alle entflammten Strahlen zu untersuchen, steht bei dieser Messgröße eine große Datenbasis zu Verfügung. In Abbildung 37 wurden zur Beurteilung der Messpräzision alle Messwerte für alle Spritzlöcher einer Düse bei verschiedenen Betriebspunkten dargestellt. Wie zu erkennen ist, streuen die Messwerte im AGR-Betrieb etwas stärker als im Luft-Betrieb. Insgesamt sind wenige extreme Ausreißer zu beobachten. Der Vergleich der Strahlen untereinander zeigt ein Muster ähnlich dem des gasförmigen Kegelwinkels in Abbildung 30. Der Abstand sinkt für die Strahlen eins bis drei und ist besonders hoch für die Strahlen fünf und sechs. Beide Darstellungen zeigen Ergebnisse der K6N8-Düse.

Die Mittelwertbildung ist dank der großen Datenbasis sehr solide und führt zu der in Abbildung 38dargestellten Übersicht des FLO für alle Düsengeometrien. Die Anhebung des Raildruckes äußert sich in einer Vergrößerung des FLO. Dies ist über die vergrößerte Düsenaustrittsgeschwindigkeit erklärbar. Auch die Absenkung des Sauerstoffgehaltes des Umgebungsgases bewirkt eine Vergrößerung des FLO, weil eine größere Luftmenge eingesaugt werden muss, bis ein brennbares Luftverhältnis erreicht wird. Ähnliche Beobachtungen hinsichtlich des Einflusses von Raildruck und Sauerstoffgehalt auf den FLO

werden auch von Fischer [21] berichtet. Im Luft-Betrieb zeigen die Ergebnisse einen Trend zu einer Vergrößerung des FLO bei Erhöhung der Konizität. Die Absenkung des Sauerstoffgehalts hat einen geringeren Einfluss auf die K3-Düsen verglichen mit den Düsen K0 und K6. Im AGR Betrieb zeigt sich ein Muster ähnlich dem des gasförmigen Kegelwinkels.

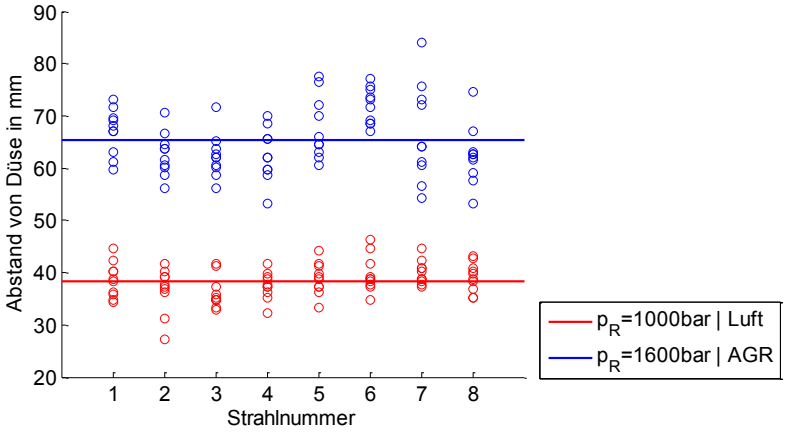

Abbildung 37: Visualisierung der Streubreite der Lift-Off Messungen bei zwei Raildrücken unter Luft und AGR Bedingungen am Beispiel der K6N8-Düse (ρ_{Gas} = 14,2 kg/m^3, T_{Gas} = 850 K); Alle Messwiederholungen für alle Strahlen wurden einzeln geplottet; die horizontalen Linien geben jeweils den Mittelwert aller Wiederholungen und Strahlen

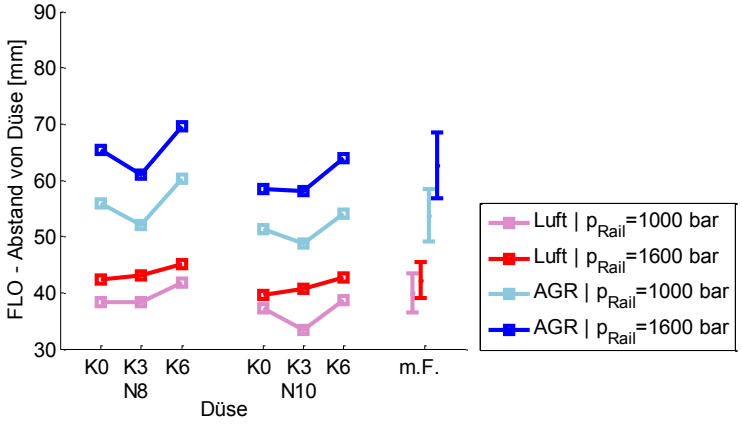

Abbildung 38: Übersicht des Flame Lift-Off für alle Düsen und alle Messpunkte bei ρ_{Gas} = 14,2 kg/m^3 und T_{Gas} = 850 K; als mittlerer Fehler (m.F.) ist die Spanne der doppelten Standardabweichung für jeden Betriebspunkt separat angegeben

5.4.2 Pyrometrische Auswertung

Mittels der pyrometrischen Auswertung der Verbrennungsmessungen ist es möglich, die Temperatur und die Menge des an der Außenseite des verbrennenden Sprays sichtbaren Rußes zu ermitteln. Es ist weiterhin zulässig von der Rußtemperatur auf die Temperatur der umgebenden Verbrennungsgase zu schließen, da die Masse der Rußpartikel sehr gering ist und die Wärmeübertragung in der turbulenten Flamme ausreichend schnell abläuft. Auf diese Weise werden unmittelbar Informationen über die Bildungsrate von NO in der Flamme zugänglich, welche verwendet werden können, um die untersuchten Düsen zu bewerten.

5.4.2.1 Örtlicher und zeitlicher Ablauf der Verbrennung

Abbildung 39 zeigt beispielhaft die Verteilung des sichtbaren Flammenleuchtens, der ermittelten Temperatur und des KL-Faktors in der Flamme. Die Ergebnisse wurden über alle Einspritzstrahlen sowie über die Messwiederholungen gemittelt. Das Rußleuchten gewinnt mit dem Abstand zur Düse deutlich an Intensität. Ein helleres Rußleuchten ist dabei sowohl auf eine höhere Temperatur als auch auf eine größere Rußkonzentration zurückzuführen. Dies wird in den beiden rechten Plots deutlich. Während des Eindringens in den Brennraum vermischt sich der Kraftstoff mit der Luft und reagiert. So steigen der Anteil an verbranntem Kraftstoff und die Temperatur mit dem Düsenabstand. Die Spanne der Temperaturen im ausgewerteten Gebiet beträgt jedoch nur ca. 170 K. Dies ist auf den diffusiven Charakter der Verbrennung zurückzuführen. Die freigesetzte Wärmemenge ist

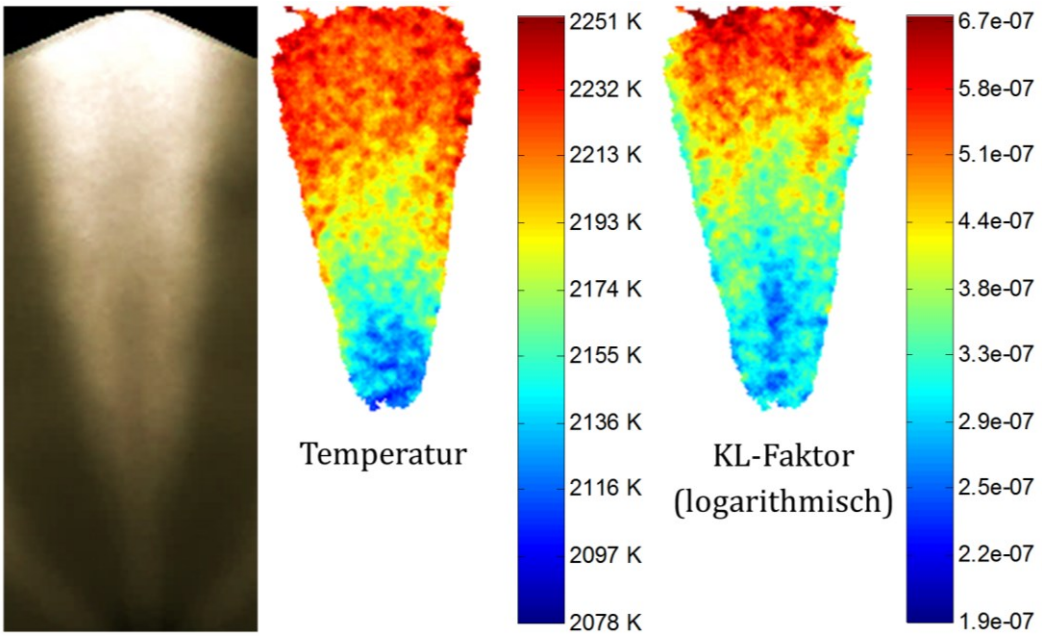

Abbildung 39: Gegenüberstellung des sichtbaren Flammenleuchtens und der berechneten Felder von Temperatur und KL-Faktor der K6N8-Düse bei p_{Rail} = 1600 bar, ρ_{Gas} = 14,2 kg/m^3, T_{Gas} = 850 K in Luft; die Verteilung des KL-Faktors ist logarithmisch eingefärbt

stets von der Menge der eingesaugten Luft abhängig. Die eingesaugte Luft wiederum nimmt stets die gleiche Menge Wärme auf, so dass die Gastemperatur begrenzt wird.

Das ausgewertete Gebiet umfasst einen Großteil der Flamme. Zum Strahlursprung sowie zum seitlichen Rand der Flamme hin fallen die Temperaturen ab. Die Intensität des Rußleuchtens sinkt dadurch sehr rasch und das Signal wird bald vom Messrauschen überdeckt, so dass die Auswertung an diesen Stellen nicht möglich war. Der KL-Faktor und damit die Menge des leuchtenden Rußes steigen besonders zur Strahlspitze hin stark an. Dies ist ein Zeichen dafür, dass sich der Großteil des gebildeten Rußes im Zentrum der Flamme befindet und durch Transportvorgänge in der Flamme erst an der Strahlspitze die äußere Flammenschicht erreicht.

In Abbildung 40 ist der zeitliche Verlauf der Verteilung von Temperatur und KL-Faktor im Strahl dargestellt. Das erste pyrometrisch auswertbare Flammenleuchten beginnt etwa 2,9 ms nach Bestromungsbeginn bzw. 1,4 ms nach der Zündung der Strahlen. Zu diesem Zeitpunkt brennt bereits die gesamte Spraykeule. Aufgrund von sehr fetten Bedingungen bildet sich im mittleren Bereich des Strahles eine erhöhte Menge von Ruß. Während der nächsten 3 ms wird diese Rußzone weiter durch den Strahl bis an die Strahlspitze getragen. In dieser Zeit steigt die Rußmenge bis zu einem Maximum bei 4,8 ms. Entweder verlässt die Rußzone danach den sichtbaren Bereich der Kammer, oder durch die fortwährend angesaugte Umgebungsluft steht ausreichend Sauerstoff zur Verfügung, um mehr Ruß zu oxidieren. Während der Verbrennung wird Ruß fortwährend oxidiert und neu gebildet. Die Rußteilchen, welche beispielsweise bei 3,4 ms in der Mitte der Flamme zu sehen sind, sind also nicht dieselben Teilchen, die bei 4,8 ms an der Spitze des Strahls erscheinen. Wie lange einzelne Rußteilchen benötigen bis Sie verbrennen, hängt von Ihrer Masse, dem verfügbaren Sauerstoff und der Temperatur ab.

Die Temperatur steigt während der Einspritzung an und erreicht bei ca. 5 ms einen stationären Zustand. In den ersten Bildern von Abbildung 40 ist sehr anschaulich das verstärkte Ansaugen von Umgebungsluft zu erkennen. Durch die Luftzufuhr steigt die Verbrennungstemperatur zunächst im mittleren Bereich des Strahles. Im weiteren Verlauf der Einspritzung wird jedoch auf der gesamten Länge des Strahles Luft angesaugt, so dass die Temperaturverteilung zuletzt annähernd linear über der Längsachse ansteigt.

Der Schließvorgang der Düsennadel bildet die letzte Phase der Verbrennung. Ab ca. 6 ms beginnt der Massenstrom der Düse zu sinken. Zunächst sind keine großen Änderungen in der Verteilung von Temperatur und KL-Faktor zu erkennen. Erst mit dem vollständigen Schließen der Nadel steigen die Temperaturen im gesamten Spraygebiet stark an. Die Bereiche mit hoher Rußmenge dehnen sich in den mittleren Strahlabschnitt aus. Nahe der Düse sinkt die Rußmenge jedoch. In dieser Phase der Verbrennung überlagern sich viele Effekte. Der Rückgang des verdampfenden Kraftstoffs lässt die Temperatur im Zentrum des Sprays ansteigen. Aufgrund der Drosselwirkung der sich schließenden Nadel sinkt der Druck am Spritzloch. Dadurch steht weniger Energie für die Gemischbildung zur Verfügung,

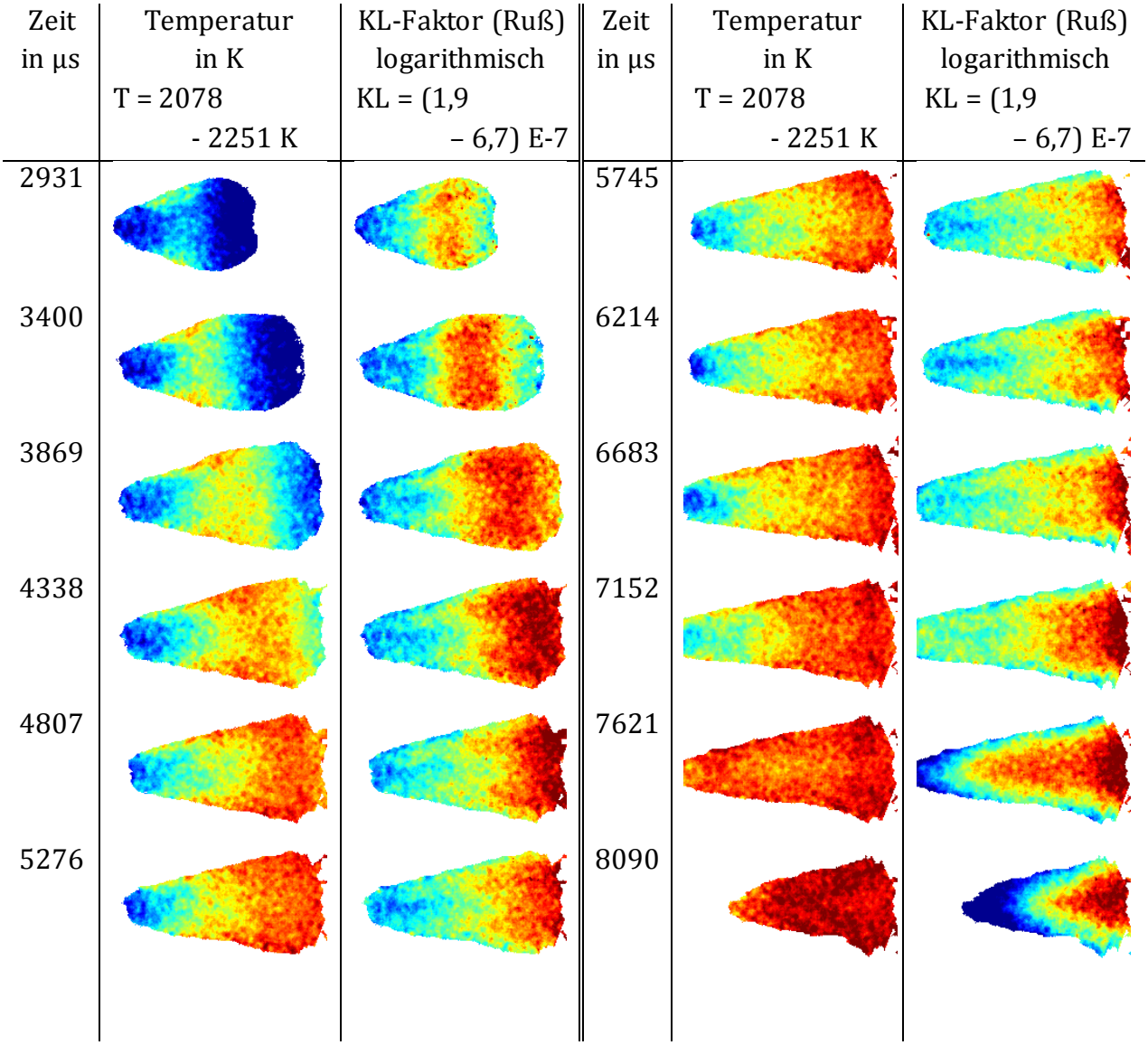

Abbildung 40: Bildsequenz der Temperatur und der Rußmenge des verbrennenden Sprays der K6N8 Düse bei p_{Rail} = 1600 bar, ρ_{Gas} = 14,2 kg/m³, T_{Gas} = 850 K in Luft; die Bilder zeigen die über alle Wiederholungen und Einspritzstrahlen gemittelten Werte; die quantitative Zuordnung der Falschfarben ist in Abbildung 39 dargestellt

so dass von einem kleineren Kraftstoff-Luft-Verhältnis auszugehen ist. Der Bereich hoher Rußmengen weitet sich dadurch aus. Wenn die Nadel fast vollständig geschlossen ist, bilden sich jedoch starke Kavitationszonen im Nadelsitz, die sich bis zum Spritzloch fortsetzen und den Strahlaufbruch noch einmal intensivieren. Dies wird als Ursache der deutlich erhöhten Temperaturen im letzten Bild vermutet.

5.4.2.2 **Übersicht der Messergebnisse**

Zur besseren Vergleichbarkeit der zweidimensionalen Felder von Temperatur und KL-Faktor wurden, in Anlehnung an das Vorgehen von Schmidradler [67], reduzierte skalare Ergebnisgrößen gebildet. Die Reduktion erfolgt anhand der Häufigkeit des Auftretens der Temperaturen und nicht auf Basis des arithmetischen Mittels, da auf diese Weise auch die Verteilung der Ergebnisse ausgedrückt werden kann. Für die Auswertung wurden sieben reduzierte Größen gebildet. Die Prozentzahl im Namen der Größe gibt jeweils an wie viele Bildpixel einen geringeren Wert als der Wert der Größe haben. Die Größe „T – 1 %“ ergibt also die Temperatur, deren Wert kleiner als 99 % aller Bildpunkte oder größer als 1 % aller Bildpunkte ist. Gleichermaßen ergibt die Größe „T – 50 %“ den Medianwert der Temperatur. In Abbildung 41 ist eine Übersicht aller berechneten reduzierten Größen sowie deren Verlauf über der Zeit gegeben. Wie zu erkennen ist, steigen die kleinsten Temperaturen zu einem späten Zeitpunkt deutlich an. Dies ist auf das Verschwinden der kalten Zone an der Flammenwurzel nach dem Ende der Einspritzung zurückzuführen. Dieser Vorgang kann auch deutlich in der obigen Bildsequenz nachvollzogen werden. Die höchsten Temperaturen steigen sehr gleichmäßig an. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass

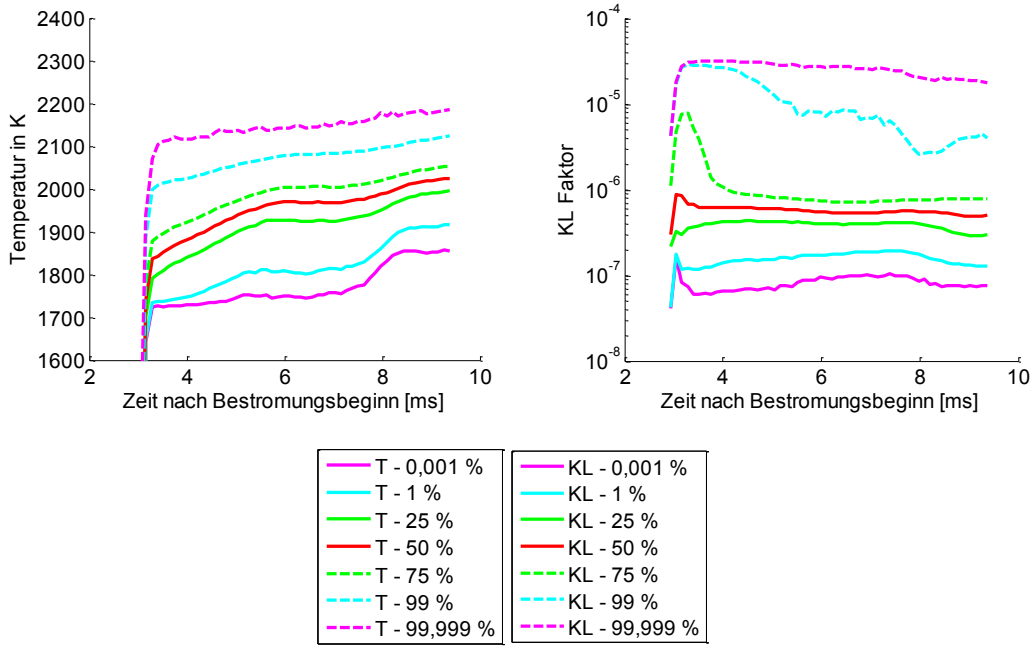

Abbildung 41: Vergleich der reduzierten Ergebnisgrößen von Temperatur und KL-Faktor für die Düse K6N8 bei p_{Rail} = 1600 bar, ρ_{Gas} = 14,2 kg/m³, T_{Gas} = 850 K unter AGR-Bedingungen

zu jedem Zeitpunkt an irgendeiner Stelle in der Flamme Bedingungen vorliegen, die eine heiße Verbrennung ermöglichen. Anhand der mittleren Temperaturen kann sehr gut die stationäre Sprayphase zwischen etwa 6 und 8 ms nachvollzogen werden. Für die später gezeigte zeitliche Mittelwertbildung wurde die Mediantemperatur verwendet.

In den Verläufen des KL-Faktors spiegelt sich die erhöhte Rußbildung zu Beginn der Verbrennung. Zur Darstellung wurde eine logarithmische Skala gewählt, da der KL-Faktor innerhalb der Flamme um mehrere Größenordnungen schwankt. Wie zu erkennen ist, hat der Verbrennungsablauf hauptsächlich Auswirkungen auf die höheren KL-Faktoren. Lediglich mit dem Ende der Einspritzung ist ein Absinken der geringen Rußmengen sichtbar. Da der Wertebereich der Rußmenge mehrere Zehnerpotenzen umfasst und große Rußmengen von höherer Bedeutung für die Abgasemission des Motors sind, wurde der 75 % - KL-Faktor für die folgenden Analysen verwendet.

Abbildung 42 veranschaulicht den Einfluss des Raildruckes sowie des Sauerstoffgehalts des Umgebungsgases auf die Temperatur und den KL-Faktor. Der qualitative zeitliche Verlauf der Verbrennungstemperatur wird durch den Wechsel auf AGR-Bedingungen nicht stark verändert. Die absolute Temperatur der Verbrennung sinkt um ca. 200 K. Mit diesem Abfall der Temperatur geht eine drastische Verringerung der Intensität des Rußleuchtens einher. In manchen Studien mit optisch zugänglichen Motoren wird aus dieser Verringerung des Rußleuchtens direkt auf eine geringere Rußkonzentration geschlossen. Wie im rechten Diagramm zu sehen ist, ist dieser Schluss jedoch falsch, da die gemessene Rußmenge im AGR-Betrieb steigt. Aus der Intensität des Rußleuchtens kann daher nicht unmittelbar auf die Temperatur oder die Rußmenge geschlossen werden. Auch der zeitliche Verlauf der Rußmenge ändert sich im AGR-Betrieb stark. In der ersten Phase der Verbrennung entsteht, durch das sehr fette Gemisch, eine stark erhöhte Menge Ruß, die bis ca. 4 ms nach Einspritzbeginn wieder sinkt. Im Luft-Betrieb tritt diese Erhöhung nicht auf. Umgekehrt ist

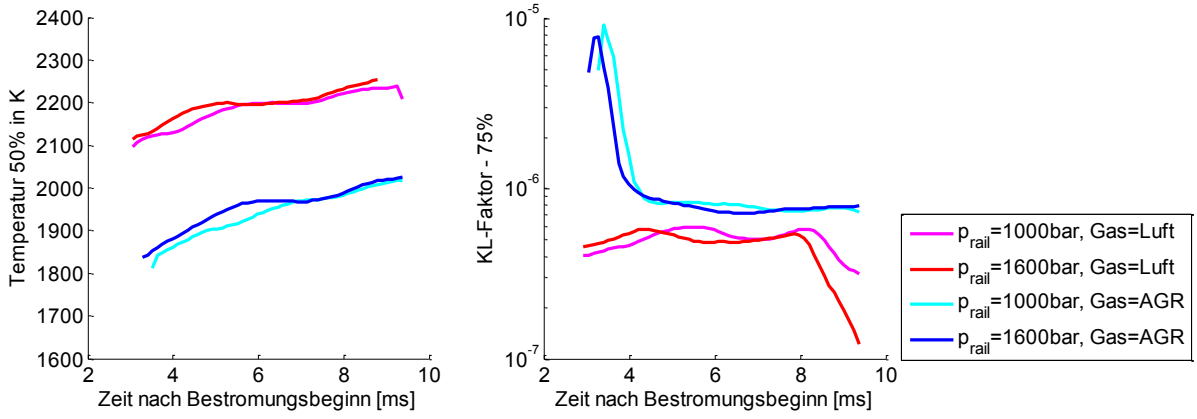

Abbildung 42: Darstellung des Einflusses von Raildruck und Umgebungsgas bei ρ_{Gas} = 14,2 kg/m³ und T_{Gas} = 850 K auf Temperatur und KL-Faktor; für die Temperatur wurde der 50% und für den KL-Faktor der 75% Wert gewählt

im Luftbetrieb durch den verstärkten Sprayaufbruch beim Schließen der Nadel ein starkes Absinken der Rußmenge zu verzeichnen. Dieser Effekt tritt im AGR-Betrieb nicht auf. Eine Erhöhung des Raildruckes wirkt sich jeweils leicht auf den zeitlichen Verlauf der Größen aus. Die Kurven von Temperatur und KL-Faktor werden marginal nach früh verschoben, was auf das schnellere Eindringen des Sprays und die damit einhergehende Beschleunigung der Gemischbildung zurückzuführen ist. Das Plateau der Temperatur ist zudem bei erhöhtem Raildruck stärker ausgeprägt.

Der Vergleich des zeitlichen Verlaufs von Temperatur und KL-Faktor zwischen den sechs Düsen zeigt keine gravierenden Unterschiede, wie in Abbildung 43 zu sehen ist. Im hier gezeigten AGR-Betriebspunkt liegen die Unterschiede der Temperaturen in einem Bereich von etwa 50 K. Besonders in der zweiten Hälfte der Verbrennung sind die Unterschiede deutlich zu erkennen. Im Verlauf des KL-Faktors zeigt besonders das Maximum zu Beginn der Verbrennung eine deutliche Abhängigkeit von der Düsengeometrie. Im darauf folgenden Plateau sinken die Unterschiede zwischen den Düsen.

Zur Erstellung der Übersicht der Ergebnisse von Temperatur und KL-Faktor in Abbildung 44 wurden die Ergebnisse im Bereich des Plateaus in Abbildung 43, das heißt zwischen 6 ms und 7 ms gemittelt. Die Darstellung offenbart eine Abhängigkeit von der Düsengeometrie vor allem für die N8-Düsen im AGR-Betrieb. An diesem Betriebspunkt weist die K3N8-Düse die höchste Temperatur und den niedrigsten KL-Faktor auf. Dieser Einfluss der Konizität im AGR-Betrieb ist bei den N10-Düsen nur sehr schwach zu erkennen. Im Luft-Betrieb liegen alle Temperaturen sehr dicht beisammen. Die Konizität hat scheinbar keinen Einfluss. N8- und N10-Düsen liegen jeweils näherungsweise auf gleicher Höhe. Ein ähnliches Bild zeigt sich bei den Rußmengen. Im AGR-Betrieb wird bei den N8-Düsen die geringste Menge für die mittlere Konizität gemessen. Dieser Einfluss ist bei den N10-Düsen erneut nur schwach zu erkennen. Im Luft-Betrieb weist die K3-Düse die größte Rußmenge auf, wobei diese Tendenz relativ zum mittleren Fehler sehr gering ist.

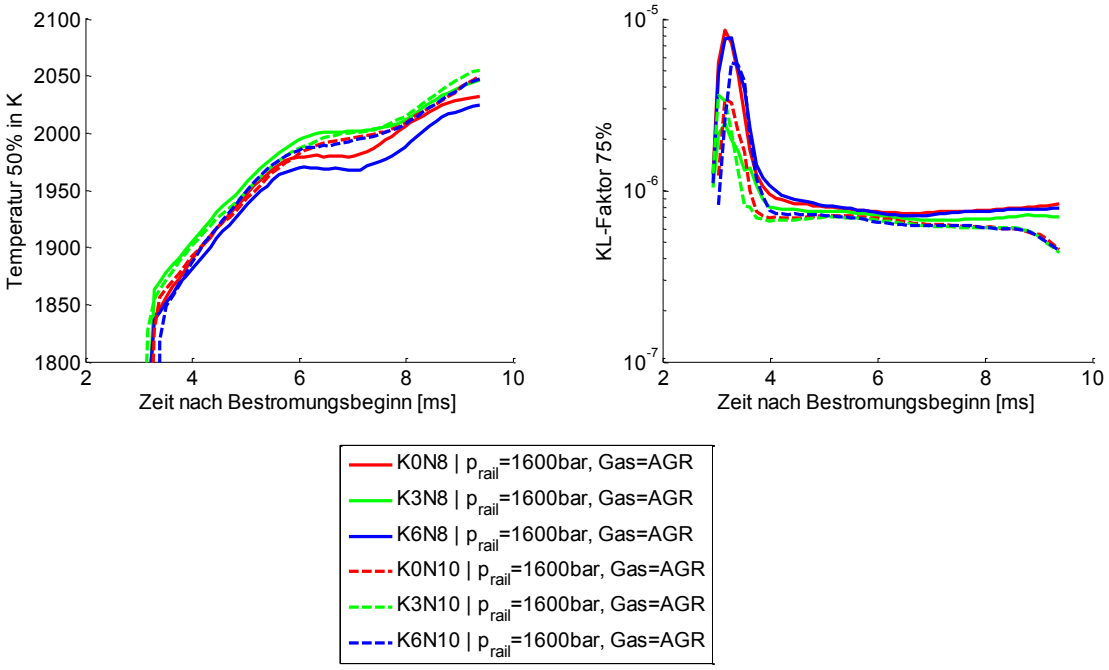

Abbildung 43: Darstellung des Einflusses der Düsengeometrie auf die Verbrennung bei p_{Rail} = 1600 bar, ρ_{Gas} = 14,2 kg/m³ und T_{Gas} = 850 K unter AGR-Bedingungen anhand des 50% Wertes der Temperatur und des 75% Wertes des KL-Faktors

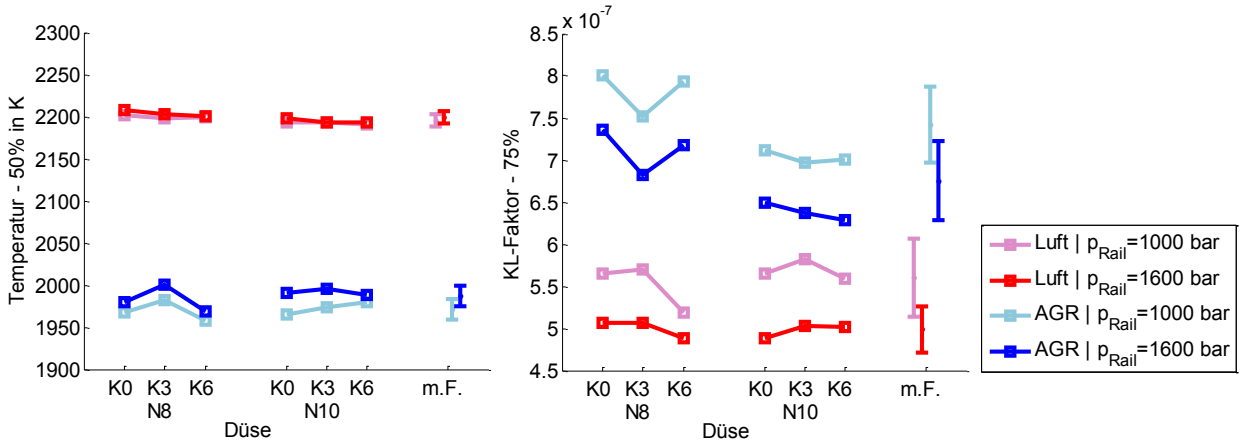

Abbildung 44: Übersicht der 50% Temperatur sowie des 75% KL-Faktors für alle Düsen und Betriebspunkte bei ρ_{Gas} = 14,2 kg/m³ und T_{Gas} = 850 K; als mittlerer Fehler (m.F.) ist die Spanne der doppelten Standardabweichung für jeden Betriebspunkt separat angegeben

6 Diskussion

Der folgende Abschnitt dient der Zusammenfassung und Interpretation der Ergebnisse. Dazu werden die wichtigsten Informationen aus den Messungen zusammengetragen und kombiniert, um weitere Erkenntnisse zu gewinnen. Durch die Anwendung vereinfachter Modelle und das Hinzuziehen weiterer Daten werden Ansätze entwickelt, mit denen die beobachteten Effekte erklärt werden können. Die in diesem Abschnitt vorgestellten Ansätze sollen Denkanstöße zur Interpretation und Bewertung der Versuche liefern. Zuletzt erfolgt der Vergleich mit Ergebnissen des Motorbetriebs welche innerhalb des Verbundprojektes ermittelt wurden.

6.1 Überblick der Ergebnisse

Um den Aufbau der gemessenen Sprays zu veranschaulichen sind in Abbildung 45 die Ergebnisse der flüssigen Eindringtiefe und des Kegelwinkels unter inerten Bedingungen sowie die Ergebnisse des Flame Lift-Offs zu einem synthetischen Bild der Sprays kombiniert worden. Die Visualisierung umfasst zwei Raildrücke und zwei Umgebungsgase. Die flüssige Eindringtiefe ist in blau, die Flamme in rot und das gasförmige Spray in grün dargestellt. Die heller oder dunkler dargestellten Bereiche dienen dazu, die Spreizung zwischen den verschiedenen Düsengeometrien zu verdeutlichen.

Für die Verbrennung in Luft reichen die flüssigen Kraftstoffanteile deutlich bis in die Verbrennungszone hinein. Es ist mit einer starken Interaktion von Flüssigkeit und Flamme zu rechnen, was sich in einer stärkeren Erwärmung des Kraftstoffes und höchstwahrscheinlich einer Verkürzung der flüssigen Eindringtiefe auswirkt. Die Flamme wird Ihrerseits durch den flüssigen Kraftstoff gekühlt. Im AGR-Betrieb verschiebt sich die Flamme bis an die Spitze des flüssigen Kraftstoffes. Bei einem Raildruck von 1000 bar ist noch eine leichte Überschneidung festzustellen. Bei 1600 bar ist der Kraftstoff komplett vor

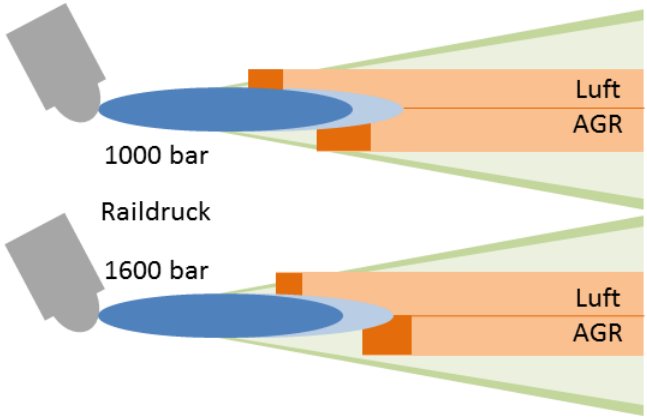

Abbildung 45: Maßstäbliche Visualisierung der Ergebnisse des Kegelwinkels, der flüssigen Eindringtiefe und des Flame Lift-Offs für die Raildrücke 1000 bar und 1600 bar sowie den Betrieb mit Luft und AGR-Gas; die helleren/dunkleren Farben zeigen die Spreizung der Bereiche für die verschiedenen Düsengeometrien

der Flamme verdampft. Dies ist in Übereinstimmung mit den Erkenntnissen von Siebers und Higgins [72], in denen eine Verringerung der Überschneidung von Gasphase und Flamme für geringere Gasdichten und Temperaturen, kleinere Austrittsdurchmesser und höhere Einspritzdrücke festgestellt wurde.

Die in den vorangegangenen Kapiteln beschriebenen großen Schwankungen der Eigenschaften der einzelnen Spraykeulen einer Düse sowie die große Streuung der Messwerte lassen teilweise Zweifel an der Signifikanz der Unterschiede zwischen den Düsen aufkommen. Diverse Parallelen in den Ergebnissen aller angewendeten Messtechniken deuten aber auf reale, in dieser Form bisher nicht bekannte Effekte hin. Es erscheint sehr unwahrscheinlich, dass diese Übereinstimmungen nur zufällig entstanden sind. Zur leichteren Korrelation und Erklärung der Phänomene wurden in

Tabelle 5 die deutlichsten Informationen der Messdaten aus den vorangegangenen Kapiteln zusammengefasst und systematisiert.

Tabelle 5: Pauschalisierte Informationen aller in den vorangegangen Kapiteln vorgestellten Messdaten

Messung	Vergleich Konizität	Vergleich Lochanzahl
Verdampfung	- K3 + K6 zeigen eine kleine flüssige Eindringtiefe - K3 zeigt kleinsten Kegelwinkel	- N10 zeigt kleinere flüssige Eindringtiefe als N8
Zündung	- K3 zeigt unter AGR + Luft einen niedrigen Zündverzug - K3 zeigt unter AGR den kleinsten Zündabstand und unter Luft einen großen Zündabstand	
FLO	- K3 zeigt unter AGR einen kleineren FLO - Alle Düsen zeigen unter Luft einen ähnlichen FLO	- N10 zeigt kleineren FLO
Pyrometrie	- K3 zeigt geringeren Anstieg der Rußmenge und geringeren Abfall der Temperatur im AGR Betrieb - Alle Düsen zeigen unter Luft eine ähnliche Temperatur	- N10 zeigt weniger Ruß unter AGR

6.2 Flüssige Eindringtiefe und Kegelwinkel

Zunächst fällt das gleichzeitige Auftreten eines kleinen Kegelwinkels und einer kleinen Eindringtiefe in den Verdampfungsmessungen der K3 Düse auf. Diese Kombination ist unerwartet, da das generell akzeptierte Modell der mischungskontrollierten Verdampfung einen gegensätzlichen Zusammenhang dieser Sprayeigenschaften vorhersagt. Der Einfluss, der hier untersuchten Düsengeometrien, kann also nicht ausschließlich mit dem Mischungsverhalten von Kraftstoff und Luft begründet werden.

Ausgehend von den Einflussgrößen auf die Verdampfungszeit eines Einzeltropfens kann die geringere Lebenszeit der Tropfen der K3 Düse nur über die Qualität der Kraftstoffzerstäubung plausibilisiert werden. Unter der Voraussetzung, dass ausreichend Luft und damit ausreichend Enthalpie zur Verdampfung in das Spray eingezogen wurde, sind theoretisch zwei Effekte in der Lage eine Variation der Eindringtiefe zu bewirken:

- Die Tropfengröße und
- die Verteilung des Kraftstoffes über dem Sprayquerschnitt.

Aufgrund hoher Düsenaustrittsgeschwindigkeiten steigen die aerodynamischen Kräfte auf den Tropfen, welche durch die Weberzahl ausgedrückt werden. Hohe Weberzahlen bewirken eine frühere und potentiell auch feinere Zerstäubung des Kraftstoffes. Dies führt zu einer schnelleren Verdampfung.

Die Verteilung des Kraftstoffes über dem Sprayquerschnitt bestimmt, wie effektiv die vom Spray angesaugte Luft für die Verdampfung des gesamten Kraftstoffes genutzt wird. Zur Veranschaulichung dieses Effektes ist in Abbildung 46 die Verteilung des Strahlkraftprofiles der K0N8- und der K6N8-Düse dargestellt. Die Messungen wurden von Pinkert et al. [52] mittels eines speziellen Pitot-Rohres im nicht verdampfenden Spray durchgeführt. Das

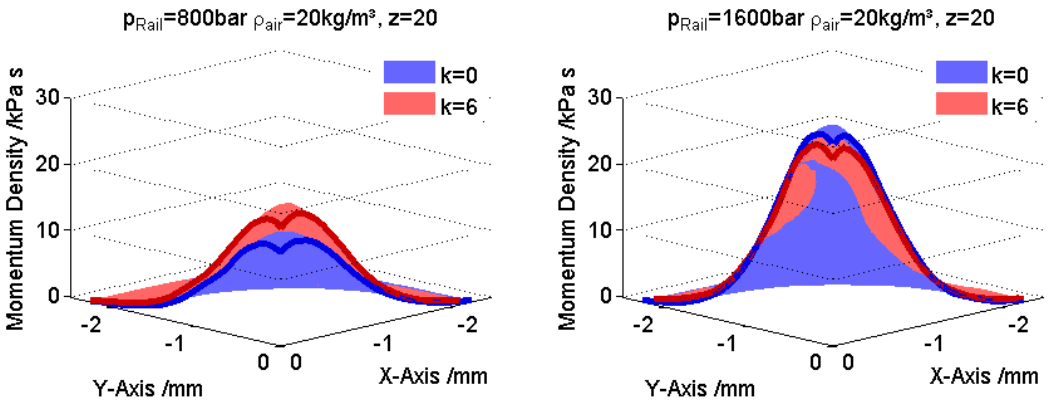

Abbildung 46: Messung des Strahlkraftprofils der K0N8- und der K6N8-Düse in einem Abstand von 20 mm von der Düse; die Diagramme vergleichen den Einfluss einer Raildruckerhöhung von 800 bar auf 1600bar bei einer Gasdichte von 20 kg/m^3 [47]

Strahlkraftprofil beschreibt die Verteilung des Impulses über dem Sprayquerschnitt. Der Impuls ist das Produkt aus Masse und dem Quadrat der Geschwindigkeit. Die gesuchte Verteilung des Kraftstoffes kann also nicht direkt aus diesen Messungen abgeleitet werden. Die Ergebnisse zeigen aber den deutlichen Einfluss der Düsengeometrie auf den Strahlzerfall. Bei 800 bar Raildruck hat die K6-Düse die größere Impulsdichte über dem gesamten Querschnitt. Dem gegenüber zeigt die K6-Düse bei 1600 bar Raildruck zwar im Randbereich des Sprays die höhere Impulsdichte, im Zentrum liegt sie jedoch unter der K0-Düse. Die Messreihe wurde nicht für die K3-Düse durchgeführt. Die Ergebnisse können daher nicht direkt zur Erklärung der Beobachtungen an der flüssigen Eindringtiefe herangezogen werden. Es wird jedoch angenommen, dass ähnliche Effekte eine gleichmäßigere Verteilung der Kraftstoffverteilung bei der K3-Düse bewirken. Eine homogene Kraftstoffverteilung würde die Verdampfung beschleunigen, ohne dass es anhand des Spraykegelwinkels sichtbar wäre.

Bezüglich des Einflusses der Düsengeometrie auf die Verdampfung des Kraftstoffes kann mittels der Theorie von Gostic [25] ein Modell für die Vorgänge in der K3 und der K6 Düse aufgestellt werden. Es liegen jedoch keine konkreten Daten vor, um die Vermutungen zu untermauern. Wie bereits in Kapitel 2.1 beschrieben, wird durch einen großen Einlaufradius die Turbulenz im Spritzloch reduziert, so dass keine oder weniger große Rezirkulationszonen auftreten. Die Randschichten der Strömung werden dadurch stärker durch die Wände abgebremst. So bildet sich ein ungleichmäßigeres, parabolischeres Geschwindigkeitsprofil aus. Große Konizitäten verursachen dagegen ein eher flaches Profil. Beim Austritt des Kraftstoffes aus dem Spritzloch kommt es zur Relaxation der Strömung. Die kinetische Energie der Fluidschichten wird dabei vergleichmäßigt, was zu einer Intensivierung des Aufbruchs führt. Potentiell kann dieser Effekt zu einer gleichmäßigeren Verteilung des Kraftstoffes über dem Querschnitt des Sprays führen. Es besteht somit ein entgegen gerichteter Einfluss von Einlaufradius und Konizität mit dessen Hilfe die Beobachtungen erklärt werden können, da die K3-Düse ein besonders stark verrundetes Spritzloch aufweist. Der Quotient aus Einlaufradius und Konizität für die konischen Düsen ist in Tabelle 6 dargestellt und verdeutlicht den Unterschied zwischen den K3- und den K6-Düsen. Die K0-Düsen haben eine deutlich geringere Einlaufverrundung, so dass von einer größeren Rezirkulationszone und einer stark turbulenten Strömung ausgegangen werden kann. Sie besitzen zudem einen viel größeren Austrittsdurchmesser und damit eine niedrige Düsenaustrittsgeschwindigkeit als die konischen Düsen. Diese Eigenschaften plausibilisieren eine weniger intensive Durchmischung mit dem Umgebungsgas und eine größere flüssige Eindringtiefe.

Tabelle 6: Quotient aus Einlaufradius in mm und Konizität

N8		N10	
K3	K6	K3	K6
55	22,3	48	26,5

6.3 Einfluss von AGR auf Zündung und Verbrennung

Ein interessantes Merkmal der Zündung und Verbrennung der K3 Düse tritt beim Wechsel in den AGR-Betrieb zutage. Unter Luft-Atmosphäre liegen die Zündorte der Düsen nah beieinander. Dabei zünden die K3 Düsen tendenziell weiter von der Düse entfernt. Unter AGR-Atmosphäre zünden alle Düsen weiter vom Spritzlochaustritt entfernt. Der Einfluss auf die K0- und K6-Düsen ist aber deutlich größer, so dass die K3-Düsen unter diesen Bedingungen näher am Spritzloch als die anderen Düsen zünden. Eine ähnliche Beobachtung kann für den FLO gemacht werden. Die Verminderung des Sauerstoffgehalts hat einen stärkeren Einfluss auf die K0- und K6-Düsen. Die K3 Düse hat dadurch im AGR-Betrieb die geringste FLO-Länge, das Gemisch ist also früher brennbar.

Ein Ansatz zur Erklärung dieser Effekte soll stark vereinfacht mittels des Zündverzuges eines homogenen Gemisches erfolgen. Dazu wurden die Zündverzüge eines homogenen n-Heptan-Luftgemisches mittels des Wisconsin-Mechanismus [50] numerisch berechnet. Durch Variation der Gemischtemperatur und –Zusammensetzung entsteht das in Abbildung 47 dargestellte Diagramm des Zündverzuges. In der unteren linken Ecke sind numerische Instabilitäten zu erkennen, die darauf hindeuten, dass der Anwendungsbereich des Mechanismus verlassen wird. An der oberen Kante bei Temperaturen über 850 K ist sehr gut der Bereich des negativen Temperaturkoeffizienten (NTC) zu erkennen. In diesem Bereich der Randbedingungen bewirkt eine Temperaturerhöhung eine Vergrößerung des Zündverzugs. Die Experimente in der Hochdruckkammer wurden unterhalb des NTC-Bereiches durchgeführt.

Im Diagramm sind verschiedene Punkte eingezeichnet, welche tendenziell die Bedingungen

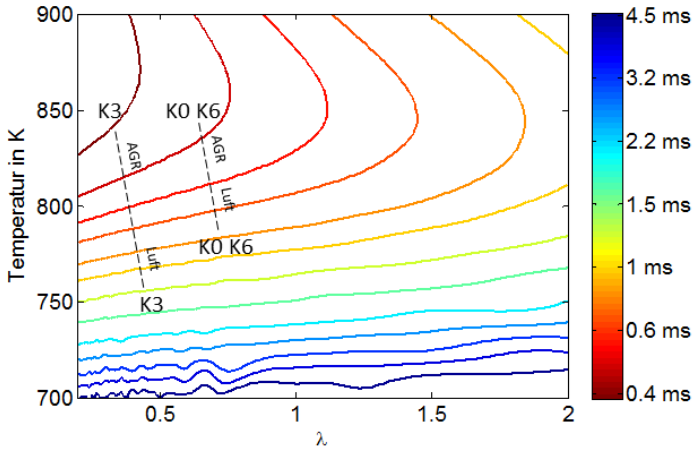

Abbildung 47: Simulierter Zündverzug eines homogenen n-Heptan/Luft-Gemisches über der Temperatur und dem Kraftstoff-Luft-Verhältnis bei einem Druck von 40 bar. Zu beachten ist die nichtlineare Farbskala; die eingezeichneten Punkte K0, K3, K6 geben eine mögliche Erklärung der Verschiebung von Zündzeitpunkt und Flame Lift-Off bei Wechsel vom Luft- in den AGR-Betrieb

im Spray der verschiedenen Düsen repräsentieren sollen. Die Umgebungstemperatur beträgt 850 K. Aufgrund der Kraftstoffverdampfung kühlt sich das Gemisch ab. Der größere Kegelwinkel, d.h. die größere Menge angesaugter Luft, sowie die langsamere Verdampfung des Kraftstoffes lassen das Gemisch der K0- und der K6-Düse wärmer und magerer werden im Vergleich zum Gemisch der K3-Düse. Es ist davon auszugehen, dass die unterschiedliche Verteilung des Kraftstoffes diesen Effekt verstärkt. Wie im Diagramm zu erkennen, ist dadurch der Zündverzug der K3-Düse größer und die Zündorte liegen weiter vom Injektor entfernt. Beim Wechsel in den AGR-Betrieb verlaufen die chemischen Reaktionen verlangsamt ab, da der Sauerstoffpartialdruck sinkt. Die Zündung erfolgt bei allen Düsen später, das heißt bis zur Zündung wird mehr Gas in das Spray eingezogen. Das Gemisch wird dadurch wärmer und der Einfluss der Verdampfungsenthalpie des Kraftstoffes auf die Gemischtemperatur tritt in den Hintergrund. Im Diagramm liegen die Düsen nun bei höheren Gemischtemperaturen. In diesem Bereich verlaufen die Isolinien steiler. Dadurch kann das fettere Gemisch der K3 Düse schneller also näher am Injektor zünden. Die FLO-Länge wird von diesem Effekt in ähnlicher Weise beeinflusst, da die FLO-Länge von der laminaren Flammengeschwindigkeit abhängig ist.

Die Auswirkung des AGR-Betriebs auf die pyrometrischen Messdaten ist schwer zu erklären. Wie aus den Daten hervorgeht, bewirkt die geringere Sauerstoffkonzentration eine höhere Temperatur und eine geringere Rußmenge der K3-Düse im Vergleich zur K0- und K6-Düse. In der Theorie liegt das magerere Gemisch der Düsen K0 und K6 näher am stöchiometrischen Kraftstoff-Luft-Verhältnis und müsste somit heißer brennen. Da die Beobachtungen damit nicht übereinstimmen, muss es bei der Verbrennung im Randbereich der Diffusionsflamme zu Bedingungen kommen, die eine höhere Temperatur der K3 Düse bewirken. Die Ursachen dafür können hier jedoch nicht geklärt werden. Ausgehend vom mittleren Fehler der pyrometrischen Messdaten weisen diese Ergebnisse eine geringere Signifikanz als die anderen Messungen auf, so dass die Ursache auch in der Messgenauigkeit liegen könnte.

Ein Vergleich der 8-Loch- mit den 10-Loch-Düsen zeigt eine kleinere flüssige Eindringtiefe, eine kürzere FLO-Länge und weniger Ruß für die 10-Loch-Düsen. Aufgrund der geringeren Masse pro Spray der 10-Loch Düsen kann die schnellere Verdampfung des Kraftstoffes plausibel erklärt werden. Der geringere Kraftstoffmassenstrom verdampft in kürzerer Zeit und vermischt sich schneller mit der Luft. Daher sind wahrscheinlich auch die Bedingungen für ein brennbares Gemisch schneller erreicht, so dass sich die Flamme näher am Injektor stabilisiert. Diese Kombination von Eigenschaften ähnelt generell der K3-Düse. Die Ursachen und Zusammenhänge des Verhaltens der K3-Düsen können jedoch im Rahmen dieser Arbeit nicht abschließend geklärt werden.

6.4 Vergleich mit Motorversuchen

Innerhalb des gemeinsamen Verbundprojektes FAME hat Pittermann [59] die sechs Versuchsdüsen am Einzylinder-Forschungsmotor FM24D mit 240 mm Bohrung und 290

mm Hub vermessen. Ein Teil der Untersuchungen umfasste die Umsetzung einer Abgasrückführung, um mit den Düsen die IMO Tier III NO_X Grenzwerte zu erfüllen. Dazu wurden AGR-Rate, Einspritzdruck und Zündzeitpunkt so angepasst, dass bei einer NO_X Emission von ca. 2,3 g/kWh die Rußemission und der Kraftstoffverbrauch minimiert werden. Die Rußemissionen der sechs Düsen für vier Betriebspunkte von 25 bis 100 % Motorlast sind in Abbildung 48 dargestellt. Wie zu erkennen, haben bei 25% Last die 10-Loch-Düsen deutliche Vorteile. Der Grund dafür kann in der niedrigen Dichte im Brennraum bei diesem Betriebspunkt liegen, da bei niedriger Dichte der flüssige Kraftstoff sehr weit in den Brennraum eindringt. Erreicht flüssiger Kraftstoff die Brennraumwand oder den Kolben, so werden deren Oberflächen benetzt. Dies führt zu einer Erhöhung der Rußemission. Den Kammerergebnissen nach verdampft der Kraftstoff aller Düsen, bevor dieser auf die Brennraumwand trifft. Die flüssige Eindringtiefe der 8-Loch-Düsen ist jedoch größer. Weiterhin hat das Spray der 8-Loch-Düsen in jedem Fall den höheren Strahlimpuls und dringt etwas schneller in den Brennraum ein. Bei niedriger Dichte sammelt sich daher möglicherweise das Gemisch der 8-Loch-Düse in der Nähe der Wand. Die kühlende Wirkung der Wand behindert dann die Oxidation des Rußes.

Im 100% Lastpunkt zeigen beide K3-Düsen deutliche Vorteile gegenüber den anderen Düsenmustern. Bei 50% und 75% Last verursacht die K6N8-Düse gleiche oder kleinere Ruß-Emissionen als die K3N8-Düse. In diesem Verhalten spiegeln sich deutlich die Ergebnisse der Kammermessungen wider, in denen das Verhalten der K3-Düse häufig von den anderen Düsen abweicht. Die Sauerstoffkonzentration im AGR-Betrieb der Hochdruckkammer von 16 % vol. entspricht in etwa der Konzentration im Brennraum des Forschungsmotors bei Einsatz der Abgasrückführung. Die Ergebnisse für den AGR-Betrieb sind daher gut übertragbar. Es ist somit eine Korrelation der Ergebnisse der flüssigen

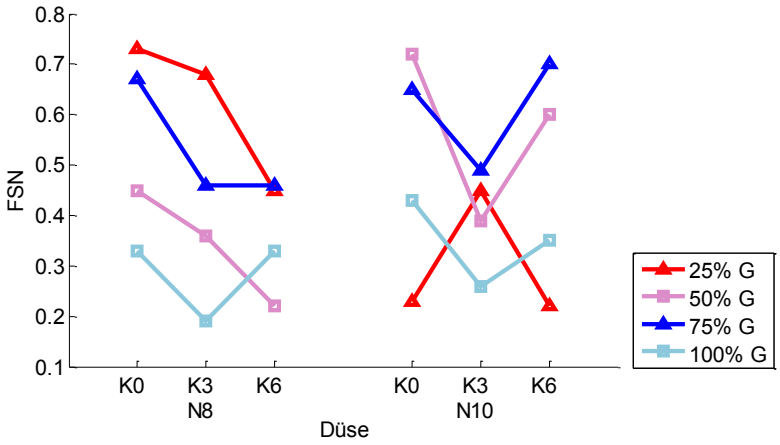

Abbildung 48: Filterschwärzungszahl am Einzylinderprüfstand des WTZ Roßlau für die sechs Versuchsdüsen bei verschiedenen Motorbetriebspunkten; mittels Variation der AGR-Rate, des Raildruckes und des Einspritzbeginns wurde jeder Messpunkt optimiert um mit einer NOX-Emission von ~2,3 g/kWh die IMO Tier III Grenze zu erfüllen

Eindringtiefe, des Kegelwinkels, des Zündortes und des Flame Lift-Off aus den Kammerversuchen mit den Ergebnissen der Rußemission des Forschungsmotors festzustellen. Die Kammerergebnisse alleine liefern nur Indizien, die auf das Vorhandensein unbekannter Phänomene im Strahlaufbruch und der Gemischbildung hindeuten. Der Beweis einer Auswirkung der Düsengeometrie auf die Emissionsentstehung wird durch die Ergebnisse des Forschungsmotors erbracht. Diese Ergebnisse erlauben zudem eine Bewertung der zunächst objektiv festgestellten Unterschiede im Sprayverhalten der untersuchten Düsen.

7 Zusammenfassung

Um die Anwendbarkeit eines innermotorischen Konzeptes zum Erreichen der IMO Tier III Grenzwerte für mittelschnelllaufende Dieselmotoren zu erforschen, wurden sechs Versuchsdüsen an einer Hochdruck-Hochtemperatur-Kammer untersucht. Durch die Kombination mehrerer Spray- und Verbrennungsmesstechniken und unter Hinzuziehen der Emissionswerte eines Einzylinder Forschungsmotors konnte die Eignung einer spezifischen Düsengeometrie in Kombination mit einer Abgasrückführung gezeigt werden.

Die untersuchten Geometriemerkmale umfassen die Konizität sowie den Durchmesser des Spritzlochs. Für eine Anzahl von 8 sowie 10 Düsenlöchern wurden je eine zylindrische und zwei konische Spritzlochgeometrien für die Untersuchung ausgewählt. Die k-Faktoren der konischen Düsen betragen 3 und 6. Zur Vermessung der Düsen wurde ein neuer Prüfstand aufgebaut, mit dem es möglich ist das gesamte Spraybild großer Injektoren bei motorähnlichen Umgebungsbedingungen zu analysieren. Dazu wurde ein Sichtfenster mit einem Durchmesser von 300 mm verwendet und die Hochdruckkammer auf Drücke bis zu 250 bar ausgelegt. Eine umfassende Charakterisierung der Düsengeometrien erforderte die Analyse aller Teilprozesse der dieselmotorischen Verbrennung. Die Zerstäubung wurde durch Hochgeschwindigkeits-Mie-Streulicht-Photographie untersucht. Die Verdampfung konnte mittels eines Schlieren-Streulicht-Messsystems sichtbar gemacht werden. Zur Untersuchung der Verbrennung wurde das Rußleuchten mittels einer Hochgeschwindigkeitskamera aufgezeichnet. Die Versuche umfassten eine Variation des Einspritzdrucks, des Gegendrucks, der Umgebungstemperatur und des Umgebungsgases.

Die Messergebnisse zeigen einen komplexen Einfluss der Spritzlochkonizität auf die Einspritzung. Die mittlere Konizität (K3-Düse) bewirkt sowohl den kleinsten Spraywinkel als auch die kürzeste flüssige Eindringtiefe. Die Ergebnisse der beiden anderen Konizitäten ähneln sich. Auch in den Verbrennungsmessungen zeigen die zylindrische und die stark konische Düse wiederholt ähnliche Ergebnisse. Dieses Verhalten wird auf den Einfluss der Verrundung des Spritzlocheinlaufs auf die Geschwindigkeitsverteilung am Austritt zurückgeführt. Besonders im AGR-Betrieb unterscheidet sich die K3-Düse von den anderen Geometrien. So zeigt diese Düse den kleinsten Flame Lift-Off und den kürzesten Zündabstand. Dieses Verhalten wird durch das fettere Gemisch der K3-Düse begründet. Eine pyrometrische Auswertung zur Ermittlung der Flammentemperatur und der Rußkonzentration offenbart die genannte Sonderstellung der K3-Geometrie im AGR-Betrieb nur für die 8-Loch-Düsen. Für die 10-Loch-Düsen kann keine derartige Tendenz festgestellt werden.

Durch das Hinzuziehen von Ergebnissen eines Einzylinder-Forschungsmotors können die beobachteten Effekte auf das tatsächliche Verhalten am Motor bezogen werden. Die Motorergebnisse zeigen einen Vorteil der K3-Düse bezüglich der Rußemissionen im AGR-Betrieb. Dieses Verhalten korreliert mit den Kammermessungen, aus denen ebenfalls ein

auffällig positives Verhalten der K3-Düse im AGR-Betrieb hervorgeht. Die durchgeführten Messungen liefern somit eine Bestätigung und Erklärung des motorischen Verhaltens. Da die Ergebnisse nicht in allen Betriebspunkten eindeutig sind ermöglicht die Kombination diverser Messtechniken und der Motorergebnisse die Identifikation von Auffälligkeiten, welche andernfalls als zufällig oder nicht signifikant eingestuft worden wären.

Auf diesen Ergebnissen aufbauend ist es möglich, den Einfluss der Spritzlochkonizität sowie des Einlaufradius auf das Spray weiter zu erforschen. Eine Möglichkeit stellt die Erweiterung der gezeigten Methoden auf weitere Düsengeometrien dar. Auch eine Fortführung der Untersuchung weiterer Düsengeometrien mittels numerischer Methoden ist denkbar. Die hier erbrachten Ergebnisse liefern eine Datenbasis, mit deren Hilfe die Parametrisierung und Validierung der Berechnungsmodelle möglich ist.

In der vorgelegten Arbeit wurde eine Untersuchungsmethodik entwickelt und praktisch umgesetzt, die es erlaubt, auch zukünftige Fragestellungen bezüglich großer Injektoren und der Prozesskette mittelschnelllaufender Dieselmotoren umfassend und effizient zu bearbeiten. Dies wurde erreicht durch die Implementierung und Weiterentwicklung mehrerer bewährter Messtechniken sowie durch eine vollständige Neukonstruktion und Inbetriebnahme eines Prüfstandes (siehe Abbildung 49) welcher deutlich erweiterte Möglichkeiten zur Analyse der Sprays großer Dieselmotoren bietet.

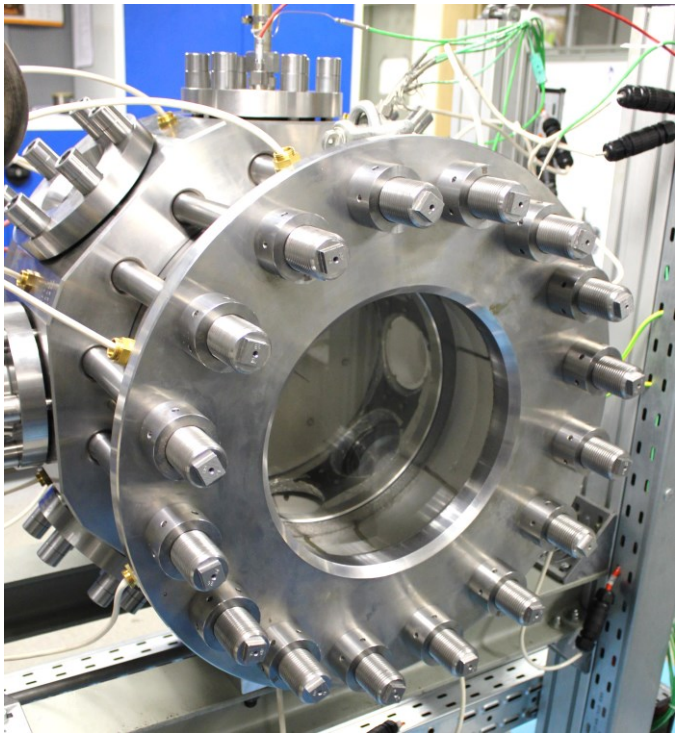

Abbildung 49: Fotographie der Hochdruck-Hochtemperaturkammer

VI. **Literaturverzeichnis**

[1] AROLD, M. L. ; ESPEY, C. ; LITZINGER, T. A. ; SANTAVICCA, D. A. ; SANTORO, R. J.: A study of non-swirling and swirling and their effects on spray flow fields and combustion in an optically-accessible, DI diesel engine. In: *SAE transactions* Bd. 99 (1990), Nr. 3, S. 916–928

[2] ASARIOTIS, REGINA ; BENAMARA, HASSIBA ; FINKENBRINK, HANNES ; HOFFMANN, JAN ; LAVELLE, JENNIFER ; MISOVICOVA, MARIA ; VALENTINE, VINCENT ; YOUSSEF, FRIDA: *Review of Maritime Transport, 2014*, 2014

[3] BAERT, RIK SG ; FRIJTERS, PETER JM ; SOMERS, BART ; LUIJTEN, CARLO CM ; DE BOER, WOUT: *Design and operation of a high pressure, high temperature cell for HD diesel spray diagnostics: guidelines and results* : SAE Technical Paper, 2009

[4] BAZARI, ZABI ; LONGVA, TORE: Assessment of IMO mandated energy efficiency measures for international shipping. In: *International Maritime Organization* (2011)

[5] BERTSCH, DIETMAR: *Experimentelle Untersuchungen zum Einfluss gemischbildungsseitiger Massnahmen auf den Zündprozess, Verbrennung und Schadstoffbildung an einem optisch zugänglichen DE-Dieselmotor*, Karlsruhe, Univ., Diss., 1999, 1999

[6] BETHGE, P: Emissionen in der Seeschifffahrt - Aktuelle Verhandlungen in der IMO. In: *1. Rostocker Großmotorentagung*. Rostock, 2010

[7] BLESSING, M: *Untersuchung und Charakterisierung von Zerstäubung, Strahlausbreitung und Gemischbildung aktueller Dieseldirekteinspritzsysteme*, Universität Stuttgart, 2004

[8] BOSCH, W.: Der Einspritzgesetz-Indikator, ein neues Messgerät zur direkten Bestimmung des Einspritzgesetzes von Einzeleinspritzungen. In: *MTZ* Bd. 25 (1964), Nr. 7, S. 268–282

[9] BUCHHOLZ, BERT: *Analysis of Injection Sprays from Heavy Fuel Oil Common-rail Injectors for Medium-speed Diesel Engines*, Rostock, Dissertation, 2008. — 978-3-941554-00-9

[10] BUSCH, R.: *Untersuchung von Kavitationsphänomenen in Dieseleinspritzdüsen*, Universitätsbibliothek Hannover und Technische Informationsbibliothek, 2001

[11] CHERVIN, J. C. ; SYFOSSE, G. ; BESSON, J. M.: Mechanical strength of sapphire windows under pressure. In: *Review of Scientific Instruments* Bd. 65 (1994), Nr. 8, S. 2719–2725

[12] CRUA, CYRIL: *Combustion processes in a diesel engine*, University of Brighton, 2002

[13] Die Mobilitäts und Kraftstoffstrategie der Bundesregierung (MKS)–Energie auf neuen Wegen. In: *Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung (BMVBS)* (2013)

[14] DRESCHER, MARTIN: *Simulation, Aufbau und Inbetriebnahme eines Einspritzverlaufsindikators für Großdieselmotoren*. Universität Rostock, 2008

[15] EINANG, P: Gas fuelled ships. In: *CIMAC-Congress*, 2007, S. Paper no. 261

[16] EISEN, SVEN-MICHAEL: *Visualisierung der dieselmotorischen Verbrennung in einer schnellen Kompressionsmaschine*, Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen, Technische Universität München, 2003

[17] EPP, MAXIM: *Optische Untersuchungen einer Einspritzstrategie mit früher Voreinspritzung an einem schweröltauglichen mittelschnelllaufenden Common Rail-Grossdieselmotor*. Rostock, 2014

[18] FINK, C ; FROBENIUS, M ; PITTERMANN, R ; SCHLEMMER-KELLING, U ; SCHNEIDER, H: Reduzierung der Stickoxid Emission von Schiffsdieselmotoren im Common-Rail-Betrieb. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* Bd. 70 (2009), Nr. 11, S. 830–838

[19] FINK, CHRISTIAN: *Experimentelle Analyse von Einspritz- und Gemischbildungsvorgängen an schweröltauglichen Common-Rail-Injektoren mittelschnelllaufender Schiffsdieselmotoren*, Universität Rostock, Dissertation, 2011

[20] FINK, C ; PINKERT, F ; NAJAR, I ; HARNDORF, H: Einfluss der Düsengeometrie auf Einspritzsprays mittelschnelllaufender Schiffsdieselmotoren. In: *14. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors*. Graz, 2013

[21] FISCHER, DIPL-ING SEBASTIAN: Bewertung relevanter Einflussgrößen beim Pkw-Dieselmotor auf die Emissionsreduktion durch Höchstdruckeinspritzung

[22] FLYNN, PATRICK F. ; DURRETT, RUSSELL P. ; HUNTER, GARY L. ; LOYE, AXEL O. ZUR ; AKINYEMI, O. C. ; DEC, JOHN E. ; WESTBROOK, CHARLES K.: Diesel combustion: an integrated view combining laser diagnostics, chemical kinetics, and empirical validation (1999)

[23] FROBENIUS, MORITZ ; BUCHHOLZ, BERT ; BRACK, WOLFGANG ; HARNDORF, HORST: 12 Interaktion von Injektorströmung und Spraybildung in mittelschnelllaufenden Common-Rail Dieselmotoren: Simulation und experimentelle Validierung. In: *Diesel- und Benzindirekteinspritzung V: Spraybildung, Simulation, Applikation, Messtechnik: mit 29 Tabellen* Bd. 5 (2009), S. 202

[24] GOSCHÜTZ, M ; GESSENHARDT, C: Endoscopic imaging in a production engine during compression, flame propagation, and gas exchange. In: *Motorische Verbrennung XII*. Ludwigsburg, 2015

[25] GOSTIC, I.: *Experimentelle Studie des Strahlzerfalles in Abhängigkeit von der Düsengeometrie*, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, Dissertation, 2012

[26] GRAZIANO, M. SC BARBARA ; HEUSER, DIPL-ING BENEDIKT ; GRZESCHIK, DIPL-ING PAUL: Verbesserte Verbrennung im Dieselmotor durch Einspritzverlaufsformung. In: *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* Bd. 76, Nr. 3, S. 16–21

[27] *Größte Exportländer weltweit 2013 | Statistik*. URL http://de.statista.com/statistik/daten/studie/37013/umfrage/ranking-der-top-20-exportlaender-weltweit/. - abgerufen am 2015-05-04. — Statista

[28] *Handbuch Dieselmotoren* : Springer-Verlag, 2007 — ISBN 978-3-540-72165-9

[29] HASSELLÖV, IDA-MAJA: *Environmental impact of shipping*, *Studie im Auftrag des europäischen Parlaments*, 2008

[30] HERRMANN, K. ; SCHULZ, R. ; WEISSER, G.: Development of a reference experiment for large diesel engine combustion system optimization. In: *CIMAC Congress*, 2007

[31] *International Shipping Facts and Figures – Information Resources on Trade, Safety, Security, Environment* : Maritime Knowledge Centre, International Maritime Organization, 2012

[32] JAUK, THOMAS ; WIMMER, ANDREAS: Möglichkeiten der optischen Messtechnik zur Analyse von Dieseleinspritzstrahlen. In: *Diesel- und Benzindirekteinspritzung IV*, 2007

[33] JOHNSON, JACLYN E. ; NABER, JEFFREY ; LEE, SEONG-YOUNG ; KURTZ, ERIC ; ROBARGE, NAN ; GE, HAI-WEN: *Investigation of Diesel Liquid Spray Penetration Fluctuations under Vaporizing Conditions* (SAE Technical Paper Nr. 2012-01-0455). Warrendale, PA : SAE International, 2012

[34] KERÉKGYÁRTÓ, JÁNOS: *Ermittlung des Einspritzverlaufs an Diesel-Injektoren*, Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Magdeburg, 2009

[35] KOHLMANN, J: Eine mögliche Antwort auf die Herausforderungen von Umwelt und Wirtschaftlichkeit an Hand einer Motorkonfiguration eines Kreuzfahrtschiffes: AIDA Cruises. In: *1. Rostocker Großmotorentagung*, 2010

[36] LABS, J. E. ; FILLEY, J. ; JEPSEN, E. ; PARKER, T. E.: A constant volume diesel spray combustion facility and the corresponding experimental diagnostics. In: *Review of Scientific Instruments* Bd. 76 (2005), Nr. 3, S. 035108

[37] LEFEBVRE, A. H: *Atomization and sprays* : CRC, 1989

[38] LEICK, PHILIPPE: *Quantitative Untersuchungen zum Einfluss von Düsengeometrie und Gasdichte auf den Primärzerfallsbereich von Dieselsprays*, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2008

[39] LILLO, PETER M. ; PICKETT, LYLE M. ; PERSSON, HELENA ; ANDERSSON, OIVIND ; KOOK, SANGHOON: *Diesel Spray Ignition Detection and Spatial/Temporal Correction* (SAE Technical Paper Nr. 2012-01-1239). Warrendale, PA : SAE International, 2012

[40] MAROHN, R ; MAAß, J ; RAKOWSKI, S ; SEEBODE, J: Einfluss der Düsenlochgeometrie auf die Gemischbildung. In: *8. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik*, 2008

[41] MIDDLEMAN, STANLEY: Profile Relaxation in Newtonian Jets. In: *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals* Bd. 3 (1964), Nr. 2, S. 118–122

[42] NABER, JEFFREY ; SIEBERS, DENNIS L.: *Effects of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays* (SAE Technical Paper Nr. 960034). Warrendale, PA : SAE International, 1996

[43] NAJAR, IBRAHIM ; FINK, ING CHRISTIAN ; PINKERT, FABIAN ; HARNDORF, ING HORST: Development of an Application-Oriented Model to Predict Fuel Spray Penetration in a Combustion Chamber. In: *MTZ worldwide* Bd. 75 (2014), Nr. 12, S. 50–54

[44] NAJAR, IBRAHIM ; PINKERT, FABIAN ; HARNDORF, ING HORST: Entwicklung eines anwendungsorientierten Modells zur Beschreibung der Kraftstoffstrahlausbreitung im Brennraum. In: *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* Bd. 75 (2014), Nr. 12, S. 78–83

[45] NAJAR, I ; FINK, C ; PINKERT, F ; HARNDORF, H: A new spray penetration model developed for large engine diesel injectors. In: *ILASS - Europe*. Bremen, 2014

[46] NAJAR, I ; PINKERT, F ; FINK, C ; HARNDORF, H: Analyse der Düseninnenströmung und des Strahlzerfalls bei Injektoren mittelschnelllaufender Großmotoren. In: *Motorische Verbrennung*. Ludwigsburg, 2013

[47] OCHOTERENA, RAÚL ; LIF, ANNA ; NYDÉN, MAGNUS ; ANDERSSON, SVEN ; DENBRATT, INGEMAR: Optical studies of spray development and combustion of water-in-diesel emulsion and microemulsion fuels. In: *Fuel* Bd. 89 (2010), Nr. 1, S. 122–132

[48] ÖING, HEINZ: *Entwicklung eines neuen dieselmotorischen Injektorkonzeptes für zukünftige Emissionsgrenzwerte*, Universität Hannover, Dissertation, 2000

[49] PANIGRAHI, PRADIPTA KUMAR ; MURALIDHAR, KRISHNAMURTHY: *Schlieren and shadowgraph methods in heat and mass transfer* : Springer, 2012

[50] PATEL, AMAR ; KONG, SONG-CHARNG ; REITZ, ROLF D.: *Development and Validation of a Reduced Reaction Mechanism for HCCI Engine Simulations* (SAE Technical Paper Nr. 2004-01-0558). Warrendale, PA : SAE International, 2004

[51] PAUER, T: *Laseroptische Kammeruntersuchungen zur dieselmotorischen Hochdruckeinspritzung – Wirkkettenanalyse der Gemischbildung und Entflammung*, Universität Stuttgart, 2001

[52] PINKERT, FABIAN ; GERDS, ALEXANDER ; NAJAR, IBRAHIM ; FINK, CHRISTIAN ; HARNDORF, HORST: On the use of 3D spray impulse topography for analyzing the effects of nozzle geometry on spray break-up. In: *ILASS-Europe*. Chania, Greece, 2013

[53] PINKERT, F ; FINK, C ; NAJAR, I: *FAME - Analyse des Potenzials neuartiger Höchstdruckeinspritzstrategien als Grundlage stark emissionsreduzierter Brennverfahren mit hohem Inertgasanteil für zukünftige CR-Schiffsdieselmotoren - Abschlussbericht* (Nr. BMWi 03SX292C)

[54] PINKERT, F ; FINK, C ; NAJAR, I ; HARNDORF, H: Nozzle geometry impact on spray, ignition and combustion of large fuel injection jets. In: *2nd Conference on Engine Processes*. Berlin, 2015

[55] PINKERT, F ; NAJAR, I ; FINK, C ; HARNDORF, H: Untersuchung von Einspritzung und Verbrennung mittelschnelllaufender Schiffsdieselmotoren. In: *12. Tagung Motorische Verbrennung*. Ludwigsburg, 2015

[56] PINKERT, F. ; NAJAR, I. ; SCHMALHORST, C. ; FROBENIUS, M. ; FINK, C. ; HARNDORF, H.: Impact of nozzle and spray-hole design on mixture formation at medium-speed diesel engines. In: *CIMAC Congress 2013*. Bd. 257. Shanghai

[57] PINSON, JOHN A. ; TUQIANG, NI ; LITZINGER, THOMAS A.: Quantitative imaging study of the effects of intake air temperate on soot evolution in an optically-accessible DI diesel engine. In: *SAE transactions* Bd. 103 (1994), Nr. 4, S. 1773–1788

[58] PITTERMANN, ROLAND: *Untersuchung von Bedingungen der Schadstoffentstehung im Brennraum von Dieselmotoren - Abschlussbericht*, *Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V.* (Nr. Heft 606), 1996

[59] PITTERMANN, ROLAND: *Schadstoffarme Verbrennungsführung bei Sauerstoffabsenkung in der Ladeluft - Abschlussbericht BMWi 03SX292D* (Abschlussbericht) : WTZ Roßlau gGmbH, 2015

[60] PRECHTL, P. ; DORER, F. ; OFNER, B. ; EISEN, S. ; MAYINGER, F.: Modern optical measurement techniques applied in a rapid compression machine for the investigation of internal combustion engine concepts. In: *Ercoftac Bulletin* Bd. 38 (1998), S. 47–52

[61] PUNGS, ANDREAS ; PISCHINGER, STEFAN ; BÄCKER, HARALD ; LEPPERHOFF, GERHARD: *Analysis of the Particle Size Distribution in the Cylinder of a Common Rail DI Diesel Engine During Combustion and Expansion* (SAE Technical Paper Nr. 2000-01-1999). Warrendale, PA : SAE International, 2000

[62] PÜSCHEL, M ; DRESCHER, M ; BUCHHOLZ, B ; SCHLEMMER-KELLING, U ; HARNDORF, H: Abgasrückführung am mittelschnelllaufenden Common-Rail-Schiffsdieselmotor zur Erreichung der IMO Tier III. In: *13. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors*. Graz, 2011

[63] REITZ, R. D. ; BRACCO, F. V.: Mechanism of atomization of a liquid jet. In: *Physics of Fluids (1958-1988)* Bd. 25 (1982), Nr. 10, S. 1730–1742

[64] RONNACHART MUNSIN, CHUNG BODIN: Design of Constant Volume Combustion Chamber (CVCC) with Pre-Combustion Technique for Simulation of CI Engine Conditions (2013)

[65] SARRE, CHRISTOPHER VON KUENSBERG ; KONG, SONG-CHARNG ; REITZ, ROLF D.: *Modeling the Effects of Injector Nozzle Geometry on Diesel Sprays* (SAE Technical Paper Nr. 1999-01-0912). Warrendale, PA : SAE International, 1999

[66] SATO, J. ; KONISHI, K. ; OKADA, H.: Aspect of Diesel Spray and Combustion in High Pressure and High Temperature Athmosphere. In: *International Congress on Combustion Engines (CIMAC), 16th*

[67] SCHMIDRADLER, DIETER: *Temperaturmessung im Verbrennungsraum eines Dieselmotors mittels RGB-Kamera*. 1999, TU Wien

[68] SCHNEIDER, HARTMUT: Einspritzsysteme für Großmotoren: Stand der Technik – Zukünftige Entwicklungstrends. In: *1. Rostocker Großmotorentagung*, 2010

[69] SCHULZE, TILO: Untersuchung des Einflusses der Spritzlochgeometrie der Einspritzdüse auf die dieselmotorische Gemischbildung und Verbrennung (2005)

[70] SCHÜNEMANN, E. ; FETTES, C. ; RABENSTEIN, F. ; SCHRAML, S. ; LEIPERTZ, A.: Analyse der dieselmotorischen Gemischbildung und Verbrennung mittels mehrdimensionaler Lasermesstechniken. In: *Motorische Verbrennung* (1999), S. 205–220

[71] SIEBERS, D: Scaling Liquid-phase Fuel Penetration in Diesel Sprays Based on Mixing-Limited Vaporization. In: *SAE 1999-01-0528* (1999)

[72] SIEBERS, DENNIS L. ; HIGGINS, BRIAN: *Flame lift-off on direct-injection diesel sprays under quiescent conditions* : SAE Technical Paper, 2001

[73] SOM, S. ; AGGARWAL, S. K.: Effects of primary breakup modeling on spray and combustion characteristics of compression ignition engines. In: *Combustion and Flame* Bd. 157 (2010), Nr. 6, S. 1179–1193

[74] STEGEMANN, JENS: *Dieselmotorische Einspritzverlaufsformung mit piezoaktuierten Experimentaleinspritzsystemen*, 2003

[75] URLAUB, ALFRED: *Verbrennungsmotoren: Grundlagen, Verfahrenstheorie, Konstruktion* : Springer-Verlag, 2013

[76] VATTULAINEN, J. ; NUMMELA, V. ; HERNBERG, R. ; KYTÖLÄ, J.: A system for quantitative imaging diagnostics and its application to pyrometric in-cylinder flame-temperature measurements in large diesel engines. In: *Measurement Science and Technology* Bd. 11 (2000), Nr. 2, S. 103

[77] WIEDERHORN, S. M. ; BOLZ, L. H.: Stress corrosion and static fatigue of glass. In: *Journal of the American Ceramic Society* Bd. 53 (1970), Nr. 10, S. 543–548

[78] WLOKA, JOHANN A. ; PFLAUM, SEBASTIAN ; WACHTMEISTER, GEORG: *Potential and Challenges of a 3000 Bar Common-Rail Injection System Considering Engine Behavior and Emission Level* (SAE Technical Paper Nr. 2010-01-1131). Warrendale, PA : SAE International, 2010

[79] WÖLFLE, MARTIN MANFRED DIETER: *Untersuchung der Schadstoffbildung im Zylinder eines direkteinspritzenden PKW-Dieselmotors*, Techn. Hochschule Aachen, Dissertation, 1994