

Experimentelle und numerische Untersuchung der Verbrennung eines mittelschnelllaufenden 4-Takt Dieselmotors

Zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften
der Fakultät für Maschinenbau
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte
Dissertation
von

Dipl.-Ing. (FH) Fridolin Unfug

Tag der mündlichen Prüfung:
Hauptreferent:
Korreferent:
Korreferent:

17.09.2013
Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher
Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister
Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer

**Forschungsberichte aus dem
Institut für Kolbenmaschinen
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Hrsg.: Prof. Dr.-Ing. U. Spicher**

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

©Copyright Logos Verlag Berlin GmbH 2013
Alle Rechte vorbehalten.

ISBN 978-3-8325-3566-7
ISSN 1615-2980

Logos Verlag Berlin GmbH
Comeniushof, Gubener Str. 47,
10234 Berlin
Tel.: +49 030 42 85 10 90
Fax: +49 030 42 85 10 92
INTERNET: <http://www.logos-verlag.de>

Vorwort des Herausgebers

Der moderne Verbrennungsmotor stellt aufgrund seiner von keiner anderen Technologie erreichten Kombination aus Leistungsdichte und Alltagstauglichkeit bei gleichzeitig moderaten Produktionskosten die wichtigste Antriebsquelle im Straßenverkehr und der Schifffahrt dar. Der heutige Vorsprung, wie auch das erhebliche Weiterentwicklungspotenzial, trägt dazu bei, dass in Konkurrenz zu heute noch in der Forschung befindlichen alternativen Antriebskonzepten die dominierende Rolle des Verbrennungsmotors auf absehbare Zeit wohl kaum angefochten werden wird. Die teilweise noch in der Entwicklung befindlichen, teilweise jedoch auch bereits in die Serienproduktion einfließenden Innovationen machen deutlich, dass trotz bereits jahrzehntelanger Weiterentwicklung noch erhebliche Potenziale in dieser Antriebstechnik schlummern.

Die vielfältigen Anforderungen an den verbrennungsmotorischen Antrieb, wie Abgaslimitierungen und die Forderung nach weiterer Verbrauchsreduktion, aber auch Komfort- und Leistungsansprüche stehen häufig im Widerspruch zueinander. Auch aufgrund der hohen Komplexität moderner Motoren und der im Motor ablaufenden Prozesse steigt der Aufwand für Forschung und Entwicklung immer weiter an. Die erforderlichen Innovationen können durch einen verstärkten Transfer wissenschaftlicher Ergebnisse in die Praxis beschleunigt werden.

Der Austausch von Forschungsergebnissen und Erfahrungen zwischen Hochschulen und der Industrie ist deshalb von großer Bedeutung für die Weiterentwicklung und Optimierung von Motoren. Neben unseren Veröffentlichungen auf internationalen Tagungen und in Fachzeitschriften versuchen wir mit vorliegender Schriftenreihe aktuelle Forschungsergebnisse des Instituts für Kolbenmaschinen am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) den Fachkollegen aus Wissenschaft und Industrie zugänglich zu machen.

Der Schwerpunkt unserer Aktivitäten liegt in der Optimierung der motorischen Brennverfahren mit der besonderen Zielsetzung einer Senkung von Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen. Zur Lösung dieser Aufgaben stehen an unseren modernen Motorenprüfständen neue und technisch hoch entwickelte Messtechniken zur Verfügung.

In zahlreichen nationalen und internationalen Forschungsvorhaben versuchen wir den Kenntnisstand über Teilprozesse wie Ladungswechsel, Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffentstehung zu erweitern, um wichtige Grundlagen für die Entwicklung zukunftsorientierter Motorkonzepte bereitzustellen. Vielfältige

Industrieprojekte mit interessanten Aufgabenstellungen ermöglichen den Ausbau des Kenntnisstandes über motorische Prozesse, die weitere Verbesserung unserer Messtechniken sowie die Erweiterung unserer Prüfstandseinrichtungen.

Die Ausbildung von Studenten im Bereich der Motorenforschung - ob im Rahmen von Studien- und Diplomarbeiten oder als studentische Hilfskräfte - sichert wiederum den Nachwuchs an Fachkräften für die Fahrzeug-, Motoren- und Zulieferindustrie im In- und Ausland.

Im Band 07/2013 berichtet Herr Unfug über umfangreiche Untersuchungen von Brennraumströmung, Einspritzung, Gemischbildung, Zündung, Verbrennung und Schadstoffbildung in einem mittelschnelllaufenden Dieselmotor. Der Kenntnisstand dieser Motoren beruht hauptsächlich auf thermodynamischen Analysen und Messungen der Schadstoffe im Abgas. Über die tatsächlichen Abläufe im Inneren des Brennraums ist bislang recht wenig bekannt. Herr Unfug setzte deshalb verstärkt optische Messtechniken ein, da diese eine räumliche und zeitliche Analyse der Prozesse im Brennraum zulassen. Außerdem kam ein CFD-Modell zum Einsatz, das anhand der gewonnenen thermodynamischen- und optischen Messdaten validiert wurde und zusätzliche Informationen zur Verfügung stellt.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde zum ersten Mal ein Geschwindigkeitsfeld der Brennrauminnenströmung eines mittelschnelllaufenden Motors mittels PIV-Messtechnik untersucht. Außerdem wurde der Einfluss einer Drallblende auf die Strömungsstruktur und deren Stabilität aufgezeigt und die Ergebnisse mit Messungen der Flügelrad-Drallmesstechnik verglichen. Die Flüssigphase des Kraftstoffes im Brennraum wurde durch die Mie-Streulichttechnik untersucht. Durch den Einsatz einer Bandpassfilterung bei Laserwellenlänge vor der Kamera, konnten die flüssige Kraftstoffphase auch während der Verbrennung analysiert werden. Eine starke Reduzierung der Ausbreitung des Kraftstoffs infolge der einsetzenden Verbrennung konnte erstmalig aufgezeigt werden. Des Weiteren wurden die Flammvisualisierung und die Zwei-Farben-Methode zur Analyse der Verbrennung verwendet. Es konnte gezeigt werden, dass die maximale Wärmefreisetzung im mittelschnelllaufenden Dieselmotor während der nicht vorgemischten Verbrennung stattfindet und nicht wie im PKW-Motor während der vorgemischten Verbrennungsphase. Außerdem konnte durch den Einsatz von zwei synchronisierten High-Speed Kameras die dreidimensionale Form der Flamme und deren Interaktion mit den Brennraumbegrenzungen aufgezeigt werden. Durch die Untersuchung von fünf unterschiedlichen Messvolumina in einer „Flammenkeule“ konnte der zeitliche Temperatur- und Rußkonzentrationsverlauf erfasst werden. Mit Hilfe dieser Messtechniken konnte der Einfluss dieselmotorischer Maßnahmen auf die Gemischbildung, Zündung, Verbrennung und Schadstoffbildung aufgezeigt

werden und somit deren Einsatz in der Brennverfahrensentwicklung mittelschnelllaufender Dieselmotoren verbessert werden.

Die in vorliegender Arbeit dargestellten Ergebnisse sind nicht nur von grundlegender wissenschaftlicher Bedeutung, sondern fließen direkt in die Weiterentwicklung der dieselmotorischen Verbrennung in Mittelschnellläufern ein. Der erweiterte Kenntnisstand kann genutzt werden, um zukünftige Motoren noch effizienter zu gestalten und insbesondere um die Schadstoffemissionen zu reduzieren.

Karlsruhe, im September 2013

Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher

Vorwort des Autors

Während des Studiums lernt man all die herausragenden Arbeiten zahlreicher populärer und weniger bekannt gewordener Wissenschaftler kennen. Es keimt der Wunsch, eines Tages ebenfalls einen Teil dazu beitragen zu können, den Wissensstand zu erweitern, um die Herausforderungen unserer Zeit bewältigen zu können. Bald reift jedoch die Erkenntnis, dass die Tätigkeit eines Einzelnen nur einen sehr kleinen Teil zum Mosaik der Wissenschaften beitragen kann und selbst dieser kleine Teil hart erarbeitet werden muss. Hier ist nun also mein Mosaikstein, der dazu beitragen soll, offene Fragestellungen zu beantworten und gleichzeitig neue Inspirationen für weitere Forschungstätigkeiten zu liefern.

Die Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Kolbenmaschinen (IFKM) des Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Durch Umwege gelangte das von der Europäischen Kommission ins Leben gerufene HERCULES (High-efficiency Engine R&D on Combustion with ultra-low Emissions for Ships) Projekt an das IFKM. Im Rahmen des HERCULES Projekts arbeiten die Weltmarktführer der langsam- und mittelschnelllaufenden Motoren MAN Diesel & Turbo und Wärtsilä zusammen mit Zulieferern und Forschungsinstituten an der Reduzierung von Kraftstoffverbrauch und Abgasemissionen.

Mein Dank gilt Prof. Dr.-Ing. U. Spicher dafür, dass er mir die Arbeit, trotz der Auflagen für FH-Absolventen, ermöglicht hat. Bei Prof. Dr.-Ing. G. Wachtmeister bedanke ich mich ebenfalls herzlichst für die Übernahme des Korreferats und die Wertschätzung der Arbeit. Außerdem danke ich Herrn Prof. H.-J. Bauer für die Übernahme des Korreferats und die tiefgreifende fachliche Diskussion. Meinem Gruppenleiter Dr.-Ing. U. Wagner danke ich für die fachlichen Diskussionen rund um den Dieselmotor. Herrn Dr.-Ing. A. Velji danke ich ebenfalls für die fachlichen Diskussionen und die angenehmen Dienstreisen.

Außerdem gilt mein Dank den Mitarbeitern von MAN Diesel & Turbo für die hervorragende Zusammenarbeit während des Projekts. Mein besonderer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. U. Waldenmaier für die fachlichen Diskussionen und die Unterstützung bei den Simulationen. Dem gesamten EEBV-Team danke ich für die tolle Zusammenarbeit rund um den Einzylindermotor. Insbesondere bei Claus Eden und Walter Schauer bedanke ich mich für die angenehmen Messwochen am Prüfstand.

Bei meinen Eltern Norbert Unfug und Hilde Unfug bedanke ich mich herzlich für die Unterstützung während all der Jahre und für das mir entgegengebrachte Vertrauen.

Mein ganz besonderer Dank gilt Andreas, Daniela und Claudia Nickel. Ohne Euch wäre diese Arbeit nie entstanden.

Zum Schluss möchte ich meiner Freundin Janine Anger meinen tiefsten Dank aussprechen. Du hast mir immer den Rücken frei gehalten und hast mir Kraft und Motivation gegeben. Dein „Promotion rundum sorglos Paket“ war einfach topp!

Augsburg, im September 2013

Fridolin Unfug

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	VIII
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik.....	7
2.1 Grundlagen der dieselmotorischen Verbrennung	8
2.1.1 Strahlzerfall	8
2.1.2 Verdampfung.....	13
2.1.3 Selbstzündung	15
2.1.4 Verbrennung.....	17
2.1.5 Schadstoffbildung	19
2.2 Einflussgrößen auf die dieselmotorische Verbrennung	23
2.2.1 Einspritzdüse	24
2.2.2 Einspritzdruck	27
2.2.3 Drallströmung	28
2.2.4 Ladedruck.....	30
3 Kenntnisstand mittelschnellaufender Dieselmotoren	31
3.1 Thermodynamische Untersuchungen	31
3.1.1 Einspritzdrucksteigerung.....	32
3.1.2 Einsatz externer Abgasrückführung	33
3.1.3 Möglichkeiten des Miller-Zyklus	34
3.1.4 Notwendigkeit der zweistufigen Aufladung	35
3.2 Optische Untersuchungen in einer Druckkammer	36
3.3 Optische Untersuchungen am optisch zugänglichen Motor	38
4 Analysemethoden	41
4.1 Particle-Image-Velocimetry	41
4.2 Mie-Streulichtmesstechnik	42
4.3 Flammenvisualisierung.....	43
4.4 Zwei-Farben-Methode	44
4.5 CFD-Simulation	45

5	Versuchsaufbau	47
5.1	32/44CR Einzylindermotor.....	47
5.1.1	Motorkomponenten	49
5.1.2	Adaption der optischen Messtechnik	54
5.2	Blasprüfstand.....	59
5.2.1	Blasprüfstand zur Ermittlung der Drallzahl	59
5.2.2	Blasprüfstand für PIV-Messungen	60
6	Ergebnisse	63
6.1	Zylinderinnenströmung	63
6.1.1	Drallzahlbestimmung mittels Flügelradmessmethode.....	64
6.1.2	Luftbewegung ohne Zylinderkopfmodifikation und Vollhub	65
6.1.3	Luftbewegung mit Drallblende und Vollhub	67
6.1.4	Luftbewegung mit Drallblende und Teilhub	69
6.2	Kraftstoffeinspritzung.....	71
6.2.1	Datenaufbereitung	71
6.2.2	Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase während der Verbrennung..	76
6.2.3	Einflussgrößen.....	82
6.2.4	Vergleich mit Ergebnissen der CFD-Simulation.....	91
6.2.5	Vergleich mit Penetrations-Modellen.....	93
6.3	Gemischbildung / Zündung	94
6.3.1	Detaillierte Betrachtung	95
6.3.2	Einflussgrößen.....	98
6.4	Verbrennung / Schadstoffbildung.....	107
6.4.1	Analyse von Einzelzyklen.....	108
6.4.2	Einflussgrößen.....	115
6.4.3	Flamme / Kolben Interaktion	129
7	Zusammenfassung.....	133

Nomenklatur

Physikalische Größen

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
A_k	[-]	Kolbenfläche
c_{ax}	[m/s]	Axialgeschwindigkeit
c_w	[-]	Aerodynamischer Widerstandsbeiwert
D	[mm]	Düsenlochdurchmesser
D_{Tr}	[mm]	Tropfendurchmesser
L_S	[W sr m ⁻³]	spektrale Strahldichte
\dot{m}	[kg/s]	Massenstrom
M_a	[kg]	Luftmasse
M_f	[kg]	Kraftstoffmasse
M_{fv}	[kg]	Kraftstoffdampfmasse
n_m	[1/min]	Motordrehzahl
Oh	[-]	Ohnesorgezahl
Re	[-]	Reynoldszahl
s	[mm]	Hub
T_a	[K]	Umgebungslufttemperatur
T_e	[K]	Gleichgewichtstemperatur
V_h	[mm ³]	Zylinderhubvolumen
v_{Tr}	[m/s]	Tropfengeschwindigkeit
We	[-]	Weberzahl

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
α	[°]	Kurbelwinkel
λ	[-]	Luft-Kraftstoff-Verhältnis
μ_1	[kg m ⁻¹ s ⁻¹]	dynamische Viskosität
v_{aus}	[m/s]	Austrittsgeschwindigkeit
ρ_G	[kg/m ³]	Gasdichte
ρ_l	[kg/m ³]	Flüssigkeitsdichte
σ	[N/m]	Oberflächenspannung

Abkürzungen

Abkürzung	Bezeichnung
AGR	Abgasrückführung
CR	Common-Rail
ECA	Emission Control Areas
GT	Gross-Tonnage
HE-Verrundung	Hydroerosive Verrundung
HFO	Heavy Fuel Oil
IMO	International Maritime Organization
KW	Kurbelwinkel
KWE	Kraftstoffwasseremulsion
LIF	Laser Induzierte Fluoreszenz
LNG	Liquefied Natural Gas
MARPOL	Marine Pollution
MDO	Marine Diesel Oil
MGO	Marine Gas Oil
NFZ	Nutzfahrzeug
OT	oberer Totpunkt
PIV	Particle Image Velocimetry
PKW	Personenkraftwagen
SCR	selektive catalytic reduktion
UNO	United Nations Organization
UT	unterer Totpunkt
Zyl.	Zylinder

1 Einleitung

Zum Antrieb von Schiffen und für den Betrieb der Hilfsaggregate kommen heute nahezu ausschließlich (über 95%) Dieselmotoren zum Einsatz [1]. Weltweit gibt es heute über 100.000 Schiffe mit einer Größe über 100 GT (Gross-Tonnage). Etwas mehr als die Hälfte dieser Schiffe wird zum Transport von Gütern (Carrier und Tanker) und Menschen (Fähren und Kreuzfahrtschiffe) verwendet. Die übrigen sind Baggerschiffe, Schlepper, Bugsierschiffe, Fischereifahrzeuge usw. [2]. Weltweit werden 70% des Welthandels durch den Schiffsverkehr abgedeckt, dabei verursacht die Schifffahrt lediglich 3,3% der anthropogenen CO₂-Emissionen. Der gesamte Transportsektor hingegen hat einen Anteil von 27%. Die Schifffahrt stellt somit das mit Abstand effizienteste Transportmittel dar, nicht zuletzt weil Schiffsdieselmotoren Gesamtwirkungsgrade von über 52% erreichen [3]. Diese Auslegung auf minimalen Kraftstoffverbrauch und die überwiegende Verwendung von preisgünstigem Schweröl als Kraftstoff führen allerdings zu hohen Abgasemissionen. Der anthropogene SO_x-Anteil der Seeschifffahrt beträgt 7% und der anthropogene NO_x-Anteil sogar 14% [2].

Weltweit gültige Emissionsvorschriften werden durch die IMO (International Maritime Organization, eine Unterorganisation der UNO) beschlossen. Es wird dabei zwischen globalen Vorschriften, auch auf hoher See gültig, und gesondert behandelten Zonen, den sogenannten ECAs (Emission Control Areas), unterschieden. Im MARPOL Annex VI werden die IMO Standards für diese Gebiete vorgegeben [4]. Bis zum 01.01.2012 galt ein globaler Grenzwert von 4,5% Kraftstoffschwefelgehalt. Seit diesem Datum beträgt der erlaubte Kraftstoffschwefelgehalt 3,5%, ab dem 01.01.2020 sind lediglich noch 0,5% erlaubt (Abbildung 1). Mit Inkrafttreten der IMO-Tier I Abgasnorm für alle Motoren an Bord von Neubauschiffen im Jahr 2000 wurde ein erster NO_x-Grenzwert eingeführt. Im Oktober 2008 wurden durch die IMO die nächsten Stufen der NO_x-Limitierung beschlossen. Seit dem Jahr 2011 gilt die IMO-Tier II - und ab 2016 tritt die IMO-Tier III Abgasnorm in Kraft (Abbildung 2). Der Grenzwert für die NO_x-Emission ist an die Motornendrehzahl gekoppelt. Damit wird der höheren Bildung von thermischem NO bei langsamer laufenden Dieselmotoren Rechnung getragen. Die IMO-Tier III gilt jedoch nur in den ECAs, während auf hoher See weiterhin die Grenzwerte der IMO-Tier II gelten.

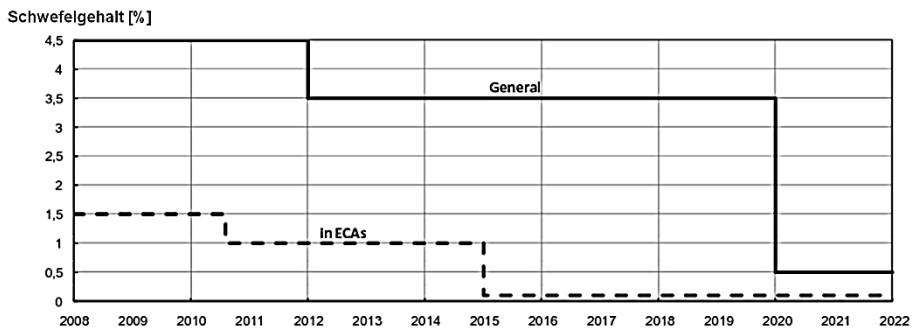


Abbildung 1: Limitierung des Kraftstoffschwefelgehalts [2]

Zu den ECAs zählen momentan die Ost- und Nordsee sowie ein 200 Meilen breiter Streifen entlang den Küsten der USA und Kanadas. Diskutiert wird der Beitritt von Mexiko, Alaska, Singapur, Hong Kong, Korea, Australien, des Schwarzen- und Mittelmeers [2]. In diesen besonders geschützten Gebieten ist der erlaubte Schwefelgehalt im Kraftstoff deutlich reduziert (Abbildung 1) und ab 2016 gilt hier ein deutlich strengeres NO_x -Limit, das 80% unter dem Grenzwert der IMO-Tier I liegt (Abbildung 2). Grundlage dieses Grenzwertes ist das Potenzial der in der Offroad-Applikation bereits angewandten selektiven katalytischen Reduktion (SCR). Aus diesem Grund wird bereits 2015 der Grenzwert des Kraftstoffschwefelgehalts deutlich reduziert, da Schwefel als Katalysatorgift im SCR-System wirkt und diese Technologie somit nicht einsatzfähig wäre.

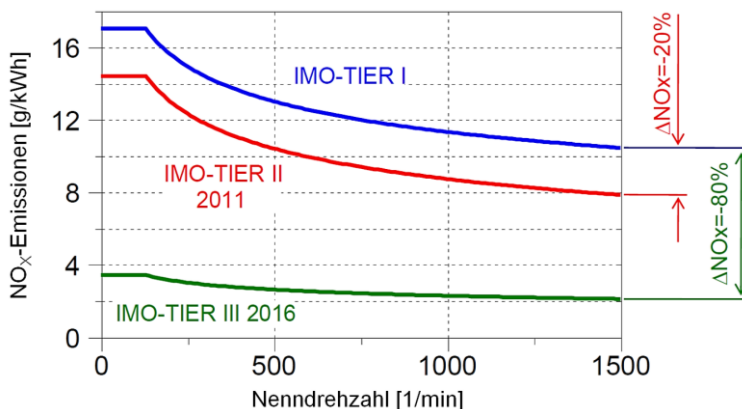


Abbildung 2: Limitierung der Stickoxide [5]

Die Rußemissionen werden momentan nicht limitiert, allerdings geht mit einer Begrenzung des Kraftstoffschwefelgehalts eine Reduzierung der Partikelemissionen einher, da bei Verwendung von Schweröl über 50% der Rußpartikel aus Schwefelsäure, Sulfat und Wasser bestehen [2], [6].

Während die Einhaltung der IMO-Tier II Abgasnorm durch eine Kombination aus optimiertem Einspritzsystem (Pumpe-Leitung-Düse bzw. Common-Rail), einstufiger Aufladung mit variabler Turbinengeometrie (VTG), gesteigertem Einspritzdruck, extremem Miller-Zyklus und strömungsoptimiertem Düsensdesign möglich ist, erfordert die IMO-Tier III den Einsatz eines AGR-Systems, eines SCR-Katalysators oder den Wechsel zum Gasbetrieb [2], [5], [7], [8], [9], [10]. Für jedes dieser Konzepte werden unterschiedliche Motorentechnologien benötigt, die es ermöglichen, die IMO-Tier III Grenzwerte einzuhalten. Voraussetzung für den Einsatz eines SCR-Katalysators und eines AGR-Systems ist allerdings die Verwendung eines schwefelarmen Kraftstoffs, um den Katalysator nicht zu vergiften bzw. die Motorenbauteile vor aggressiven Schwefelverbindungen zu schützen. Ab dem Jahr 2015 wird der Einsatz dieses Kraftstoffs in den ECAs verpflichtend, bis zum Jahr 2020 ist außerhalb der ECAs jedoch weiterhin Schweröl mit 3,5% Schwefelanteil erlaubt. Da Schweröl deutlich preiswerter zu beziehen ist als Destillatkraftstoffe, gibt es von Seiten der Reeder die Anforderung, dieses außerhalb der ECAs weiterhin benutzen zu können. D.h. jedes der Konzepte muss eine Lösung innerhalb der ECAs bieten, die unterhalb des NO_x -Grenzwertes der IMO-Tier III bleibt und zusätzlich eine Lösung, die es erlaubt, außerhalb der ECAs weiterhin Schweröl einzusetzen.

SCR-Katalysator-Konzept

Wie bereits erwähnt, liegt dem IMO-Tier III NO_x -Grenzwert die potenzielle Reduzierung der NO_x -Emissionen durch den Einsatz eines SCR-Katalysators zu Grunde. Die Untersuchung dieses Konzepts ist somit naheliegend. Fleischer [2], Harndorf et. al. [5], [11] und Troberg/Delneri [10], [12] bestätigen, dass es durch den Einsatz des SCR-Katalysators gelingt, ohne weitere Optimierungsmaßnahmen am Motor selbst die Grenzwerte zu erreichen. Außerhalb der ECAs wird der Abgasstrom über einen Katalysator-Bypass geführt. Somit ist es möglich, den Motor ohne Beschädigung des SCR-Katalysators mit Schweröl zu betreiben.

LNG-Konzept

Durch den Einsatz von LNG (Liquefied Natural Gas) als Grundkraftstoff und der Einspritzung einer geringen Menge Destillatkraftstoff zur Zündung (Dual-Fuel Motorenkonzept) ist es ebenfalls möglich, unterhalb des IMO-Tier III NO_x-Grenzwertes zu bleiben [2], [9], [10], [12], [13]. Außerdem ist im Erdgas kein Schwefel enthalten, wodurch die Begrenzung des Kraftstoffschwefelgehalts innerhalb der ECAs ab 2015 kein Problem darstellt. Aufgrund der Forderung, außerhalb der ECAs weiterhin Schweröl einsetzen zu können, ist es notwendig, den Motor für beide Brennverfahren auszulegen. Dieses Konzept kann jedoch nur für Schiffe eingesetzt werden, die regelmäßig nach relativ kurzen Fahrstrecken Häfen mit der Logistik für eine Gasbetankung anlaufen (z.B. Fähren).

AGR-Konzept

Durch den Einsatz der Abgasrückführung ist es möglich die NO_x-Emissionen deutlich zu reduzieren. Zur Einhaltung des NO_x-Grenzwertes der IMO-Tier III ohne Abgasnachbehandlung sind jedoch weitere Maßnahmen notwendig [2], [5], [9], [10], [12]. Harndorf et. al. [5], [11] und Wirth [14] skizzieren ähnliche Motorenkonzepte, mit denen es möglich ist, den Grenzwert einzuhalten. Neben einer AGR-Strecke beinhaltet dieses Konzept ein Common-Rail System mit Nacheinspritzung, eine zweistufige Aufladung und den Einsatz des Miller-Zyklus. Innerhalb der ECAs wird ein schwefelarmer Kraftstoff verwendet, während außerhalb der ECAs die AGR-Strecke geschlossen wird und somit weiterhin Schweröl eingesetzt werden kann.

Jedes dieser Konzepte hat Vor- und Nachteile hinsichtlich Invest- und Betriebskosten, Platzbedarf etc., es kommt bei der Auswahl stark auf das Einsatzgebiet des Motors bzw. des Schiffs an. Für den Motorenhersteller bedeutet dies jedoch vermehrte Anstrengungen insbesondere im Bereich Forschung und Entwicklung. Die verstärkte Auslegung der Motoren auf Emissionen bei möglichst gleich bleibendem Kraftstoffverbrauch stellt dabei, unabhängig vom Motorenkonzept, hohe Anforderungen an das Brennverfahren. Um dem gerecht zu werden, ist eine weitreichende Kenntnis der ablaufenden Prozesse im Brennraum notwendig, da die Bildung der Emissionen im Motor sehr stark von lokaler Gemischbildung, Zündung und Verbrennung abhängt. Bei PKW- und NFZ-Motoren werden neben den klassischen Analysemethoden wie Druckindizierung und Messung der Abgasemissionen sehr erfolgreich optische Messmethoden eingesetzt. Durch deren Einsatz ist es möglich, Teilprozesse wie Luftbewegung im Brennraum, Einspritzung, Gemischbildung, Verbrennung und Emissionsbildung sichtbar zu machen. Mit dieser Kenntnis konnte eine Datenbasis geschaffen werden, die es

ermöglichte, sowohl die Motorenwirkungsgrade zu steigern, als auch die immer strenger werdenden Abgasemissionsvorschriften einzuhalten. Für Großmotoren wurden bislang nur vereinzelt optische Messungen durchgeführt, weshalb hier ein enormer Forschungsbedarf besteht. Insbesondere für mittelschnelllaufende Motoren mit einer Bohrung größer als 200mm wurden bisher keine Untersuchungen veröffentlicht (siehe Kapitel 3).

Im Rahmen dieser Arbeit wird zuerst der allgemeine Kenntnisstand der ablaufenden Teilprozesse der dieselmotorischen Verbrennung dargestellt (siehe Kapitel 2.1) und die Wirkung der für diese Arbeit wichtigen Einflussgrößen vorgestellt (siehe Kapitel 2.2). Anschließend wird der bisherige Kenntnisstand im Bereich der Mittelschnellläufer aufgezeigt (siehe Kapitel 3) und die in dieser Arbeit verwendeten Analysemethoden beschrieben (siehe Kapitel 4). Danach werden die verwendeten Versuchsträger und die Applikation der Messtechnik vorgestellt (siehe Kapitel 5). Der Hauptteil der Arbeit liegt in der Darstellung der Ergebnisse der Analyse der Luftbewegung im Brennraum, der Einspritzung, der Gemischbildung / Zündung und der Verbrennung / Emissionsbildung (siehe Kapitel 6).

Ziel der Arbeit ist es, die ablaufenden Prozesse im Brennraum eines mittelschnelllaufenden Dieselmotors sichtbar zu machen, diese auszuwerten und zu interpretieren. Die Ergebnisse dienen der Erweiterung des aktuellen Kenntnisstands mittelschnelllaufender Dieselmotoren, der hauptsächlich auf thermodynamischen Messungen basiert. Die gewonnenen Erkenntnisse über die Abläufe im Brennraum zeigen Potenzial für Optimierungsmaßnahmen zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs und insbesondere der Abgasemissionen auf.

2 Stand der Technik

Seit der Anmeldung des Patents im Jahre 1892 durch den Ingenieur Rudolf Diesel und dem ersten Leerlaufbetrieb des Dieselmotors am 17. Februar 1894 wurde die Entwicklung der Motorkomponenten und des thermodynamischen Prozesses stetig vorangetrieben. Insbesondere die Robustheit und die Effizienz des Dieselmotors führten zu einer weiten Verbreitung. Heute werden Dieselmotoren als PKW- und NFZ-Antriebe, zur Motorisierung von mobilen Arbeitsmaschinen, in Zügen, Binnen- und Seeschiffen und zur Stromerzeugung in Kraftwerken eingesetzt.

Die grundlegenden physikalischen Prozesse des Dieselmotors sind seit dessen Erfindung weitgehend unverändert. Ein zündwilliger, flüssiger Kraftstoff wird unter Hochdruck in den hochverdichteten Brennraum eingespritzt. Durch physikalische Mischungsvorgänge entstehen Bereiche mit stark unterschiedlichem Luft-Kraftstoff-Verhältnis. Wenn lokal Zündbedingungen erreicht sind, beginnen exotherme Reaktionen und führen zu einer Druck- und Temperaturanhebung im Brennraum. Die gewonnene innere Energie wird über Kolben, Pleuel und Kurbelwelle je nach Wirkungsgrad der Prozesse in mechanische Energie umgewandelt.

Die z.T. sehr komplexen Teilprozesse wie Strahlzerfall, Verdampfung, Zündung, Verbrennung und Schadstoffbildung sind abhängig vom verwendeten Einspritzsystem, der Brennraumform, der Zylinderinnenströmung und den Temperatur- und Druckverhältnissen im Brennraum. Die ablaufenden Teilprozesse und die wichtigsten Einflussgrößen auf die dieselmotorische Verbrennung und Schadstoffbildung (Abbildung 3) werden nachfolgend beschrieben.

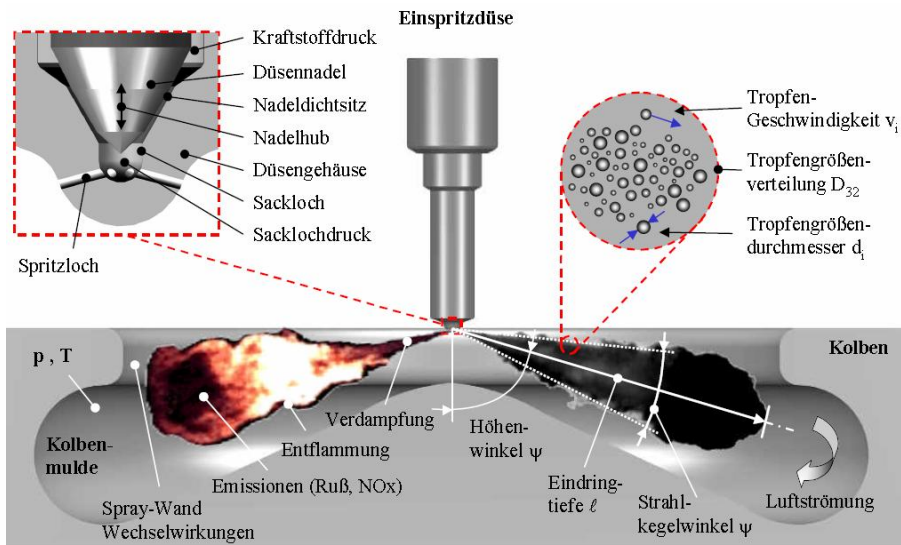


Abbildung 3: Ablaufende Prozesse und wichtige Einflussgrößen der dieselmotorischen Verbrennung [15]

2.1 Grundlagen der dieselmotorischen Verbrennung

In diesem Kapitel werden die grundlegenden und allgemeingültigen Kenntnisse der während der Verbrennung im Dieselmotor ablaufenden Prozesse vorgestellt. Jeder Prozess stellt für sich einen äußerst komplexen Vorgang dar, dessen detaillierte Beschreibung den Rahmen dieser Arbeit überschreiten würde. Aus diesem Grund werden nachfolgend die für diese Arbeit wichtigsten Punkte behandelt. Da im Ergebnisteil die Kraftstoffeinspritzung, Gemischbildung, Zündung, Verbrennung und Schadstoffbildung eines mittelschnelllaufenden Dieselmotors behandelt wird, werden primär die Grundlagen dieser Vorgänge beschrieben.

2.1.1 Strahlzerfall

Aufgrund der direkten Einspritzung des Kraftstoffes in den Brennraum müssen die Prozesse Strahlzerfall, Verdampfung und Verbrennung in wenigen Millisekunden

ablaufen. Dies erfordert einen schnellen Aufbruch des Strahlkerns in kleine Tropfen mit möglichst großem Oberfläche-Volumen-Verhältnis, da so die eingebrachte Kraftstoffmasse rasch verdampfen kann.

Prinzipiell können zwei Zerfallsmechanismen unterschieden werden (Abbildung 4). Beim Primärzerfall sorgen Kavitation und Turbulenz im Düsenbereich maßgeblich für den Strahlaufbruch. Der Strahlzerfall infolge aerodynamischer Kräfte, weiter im Inneren des Brennraums, wird als Sekundärzerfall bezeichnet.

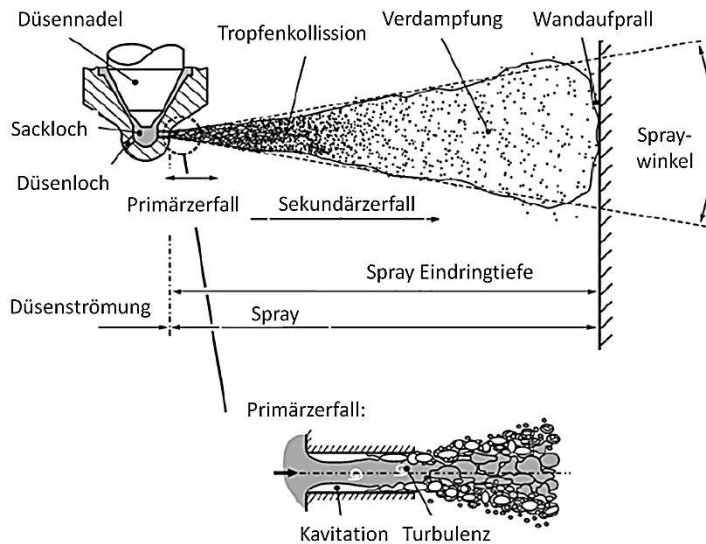


Abbildung 4: Strahlzerfall eines Dieselsprays [16]

Primärzerfall

Der Primärzerfall findet im Bereich zwischen Düsenlochaustritt und dem Punkt statt, an dem die ersten Tropfen gebildet werden. Er wird beeinflusst durch Umverteilung des Geschwindigkeitsprofils im Inneren, Oberflächenspannung, aerodynamische Kräfte, Turbulenz und Kavitation.

Der Primärzerfall kann grundsätzlich in fünf Bereiche aufgeteilt werden, die sich nacheinander durch eine Steigerung der Strahlaustrittsgeschwindigkeit (bzw. des Einspritzdrucks) herbeiführen lassen (Abbildung 5).

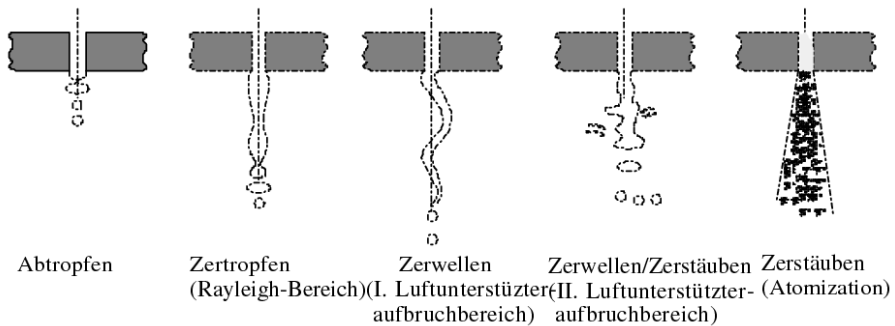


Abbildung 5: Zerfallsbereiche [17]

Beim Abtropfen übt die Schwerkraft den wesentlichen Einfluss auf den Zerfall aus, wohingegen beim Zertropfen (erstmalig durch Rayleigh 1878 in [18] theoretisch beschrieben) die Oberflächenspannungskräfte überwiegen. Bei weiterer Steigerung der Strahlaustrittsgeschwindigkeit nimmt der Einfluss der aerodynamischen Kräfte zu. Beim Zerwellen (oder I. luftunterstützter Aufbruchbereich) sorgen diese Kräfte für eine instabile axialsymmetrische Schwingung der Flüssigkeitssäule. Die Strömung ist dabei nicht vollständig turbulent. Die Aufbruchzeit ist, im Gegensatz zu den bereits vorher beschriebenen Zerfallsbereichen, von der Düsengeometrie abhängig. Wird die Austrittsgeschwindigkeit noch weiter gesteigert, wird der Bereich Zerwellen/Zerstäuben (II. luftunterstützter Aufbruchbereich) erreicht. Hier ist die Strömung bereits vollständig turbulent und es werden am Düsenaustritt einzelne Tropfen gebildet. Der Zerfallsbereich Zerstäuben ist jener Bereich, der für Dieselmotoren mit Direkteinspritzung gültig ist. Der Kraftstoffstrahl zerfällt am Düsenaustritt in einzelne Kraftstofftropfen, deren mittlerer Durchmesser weitaus kleiner ist als der Düsenstritzlochdurchmesser.

Um die Zerfallsbereiche mathematisch voneinander abgrenzen zu können, führte Ohnesorge in [19] Messungen des intakten Strahlkerns durch und zeigte, dass der Zerfallsprozess durch die Weberzahl We_l und die Reynoldszahl Re_l beschrieben werden kann. Die Weberzahl dient als Maß für die Tropfendeformation und zur Charakterisierung der Zerstäubungsqualität von Sprays. Eine große Weberzahl steht für eine hohe Deformationswirkung durch die Anströmung des Tropfens.

$$We_l = \frac{v_{aus}^2 D \rho_l}{\sigma} = \frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{Oberflächenspannung}} \quad (1)$$

Die Reynoldszahl ist definiert als das Verhältnis aus Trägheitskraft und Scherwirkung (Reibung). Bei $Re \gg 1$ dominiert die Trägheitskraft, der Reibungseinfluss beschränkt sich auf die wandnahe Grenzschicht.

$$Re = \frac{v_{aus} D \rho_l}{\mu_l} = \frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{Schervirkung}} \quad (2)$$

Die Ohnesorgezahl Oh stellt das Verhältnis aus der Wurzel der Weberzahl und der Reynoldszahl dar.

$$Oh = \frac{\sqrt{We_l}}{Re} = \frac{\mu_l}{\sqrt{\sigma \rho_l D}} \quad (3)$$

Im Ohnesorge-Diagramm wird die Ohnesorgezahl über der Reynoldszahl aufgetragen. Für stationäre Bedingungen können die Grenzen zwischen den Zerfallsbereichen eingetragen werden. Allerdings beinhaltet das Ohnesorge-Diagramm lediglich die Eigenschaften der Flüssigphase bzw. des Kraftstoffsprays. Es konnte gezeigt werden, dass die Gasdichte ebenfalls einen nicht vernachlässigbaren Einfluss auf das Aufbruchverhalten hat [20], [21]. Reitz berücksichtigt das Verhältnis von Gasdichte zu Flüssigkeitsdichte im Ohnesorge-Diagramm, wodurch ein dreidimensionales Diagramm entsteht (Abbildung 6) [22].

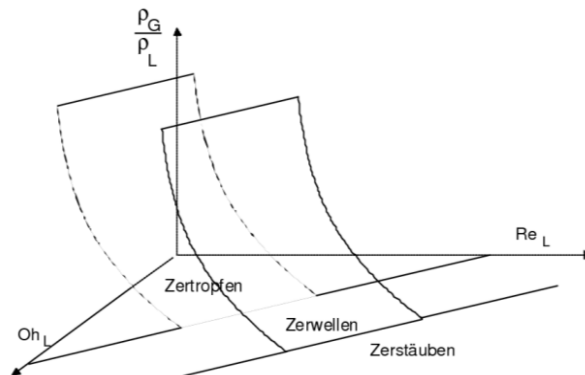


Abbildung 6: Abgrenzung der Zerfallsbereiche unter Berücksichtigung der Gasdichte [22]

Sekundärzerfall

Durch den Primärzerfall wurden aus einem intakten Strahlkern Flüssigkeitstropfen verschiedener Größe und Formen abgespalten. Diese zerfallen nun unter dem Einfluss starker Wechselwirkung der Flüssigkeitsligamente untereinander und durch aerodynamische Kräfte weiter, bis eine stabile Tropfengröße erreicht wird. Dies lässt sich anhand der Gas-Weberzahl aufzeigen. Sie berechnet sich aus dem dynamischen Strömungsdruck infolge des Luftwiderstandes $\frac{\rho_G v_{Tr}^2 c_W}{2}$ und dem Tropfeninnendruck

$\frac{4\sigma}{D}$, wobei ρ_G der Gasdichte, v_{Tr} der Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Gas, c_W dem Luftwiderstandsbeiwert des Tropfens, σ der Oberflächenspannung zwischen Tropfen und Gas und D dem Tropfendurchmesser entsprechen. Der Zerfall eines Tropfens tritt dann auf, wenn der dynamische Druck gleich oder größer dem Tropfeninnendruck wird [17].

$$\frac{\rho_G v_{Tr}^2 c_W}{2} = \frac{4\sigma}{D} \quad (4)$$

Der exakte Widerstandsbeiwert eines Tropfens lässt sich nur sehr schwer bestimmen, da dieser verformt wird und somit seine Eigenschaften ändert. Er liegt allerdings immer zwischen dem einer Kugel und dem einer ebenen Platte. Obige Gleichung kann nun zur Gas-Weberzahl umgestellt werden.

$$We_G = \frac{\rho_G D v_{Tr}^2}{\sigma} = \frac{8}{c_W} \quad (5)$$

Nach [23] geht man davon aus, dass nur Tropfen mit $We_G \lesssim 10$ stabil sind. Tropfen mit größeren Gas-Weberzahlen zerfallen in kleinere Tröpfchen, da sie so einen stabilen Zustand erreichen können.

Durch Experimente konnten verschiedene Tropfenzerfallsmechanismen, abhängig von der Weberzahl aufgezeigt werden. Nicholls [24] unterscheidet die Aufbruchsbereiche Bag-Breakup und Stripping-Breakup. In [25] werden diese Bereiche von Pilch und Erdman in weitere Zerfallsbereiche unterteilt (Abbildung 7).

In Sprays im Dieselmotor treten alle Tropfenzerfallsmechanismen auf. Nahe dem Düsenaustritt treten dabei die höchsten Weberzahlen auf, hier findet somit der größte Auflösungsprozess statt. Mit zunehmender Entfernung vom Düsenaustritt sinkt die Weberzahl aufgrund von kleineren Tropfendurchmessern durch Tropfenzerfall und Verdampfung und aufgrund einer geringeren Relativgeschwindigkeit verursacht durch den Luftwiderstand.

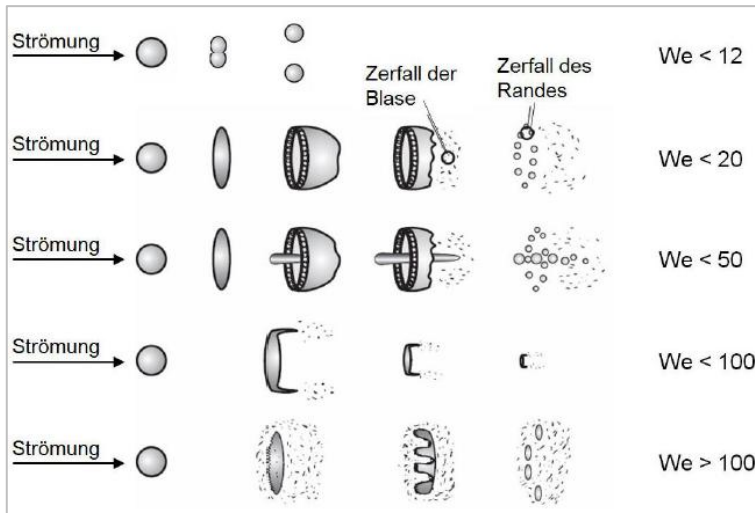


Abbildung 7: Tropfenzerfallsmechanismen des Sekundärzerfalls [26]

2.1.2 Verdampfung

Damit in dem durch den Strahlaufbruch gebildeten heterogenen Gemisch aus Luft und flüssigen Kraftstofftropfen chemische Reaktionen ablaufen können, muss der Kraftstoff in gasförmiger Phase vorliegen. Das Verdampfen des Kraftstoffs steht in direktem Zusammenhang mit dem lokalen Luft-Kraftstoff-Verhältnis und hat somit einen entscheidenden Einfluss auf den Zündort, den Zündzeitpunkt und die Emissionsbildung.

Am Rand des Kraftstoffstrahls vermischen sich flüssige Kraftstofftropfen und heiße Brennumluft (Air-Entrainment). Durch die Wärmeübertragung vom heißen Brennumgas auf die kälteren Kraftstofftropfen beginnen diese zu verdampfen. Die Verdampfungsenergie wird durch Wärmeleitung, konvektiven Wärmeübergang und Wärmestrahlung auf die Tropfen übertragen [16], [27]. Ein Teil der Wärmeenergie sorgt für die Erwärmung des Tropfeninneren, der restliche Teil trägt zur Verdampfung des Kraftstoffs am Tropfenrand bei [28]. Die so gebildete hohe Kraftstoffdampfkonzentration um den flüssigen Tropfen wird durch diffusiven - und konvektiven Massentransport in das umgebende Brennumgas mit geringer Kraftstoffdampfkonzentration verringert. Diese Prozesse beeinflussen die Kraftstoffkonzentration, aber auch die Temperatur und das Geschwindigkeitsfeld der Gasphase um den Tropfen. Abbildung 8 zeigt die Verteilung der Temperatur T und den Dampfmassenanteil des eingespritzten Fluids Y_f um einen verdampfenden

Tropfen. Infolge der Kraftstofftropfenverdampfung innerhalb der Spray-Keule sinkt die lokale Mischungstemperatur und der Dampfdruck steigt, dadurch wird der Wärmeaustausch und die Verdampfung verlangsamt [29]. Die lokale Gleichgewichtstemperatur des Luft-Kraftstoff-Gemisches hat für die Selbstzündungsprozesse im Dieselmotor einen entscheidenden Einfluss. Abbildung 9 zeigt die Gleichgewichtstemperatur (T_e) als Funktion des Kraftstoff-Luft-Verhältnisses (M_f/M_a) mit der Umgebungslufttemperatur (T_a) als Parameter, aufgetragen für n-Dodecan und n-Heptan.

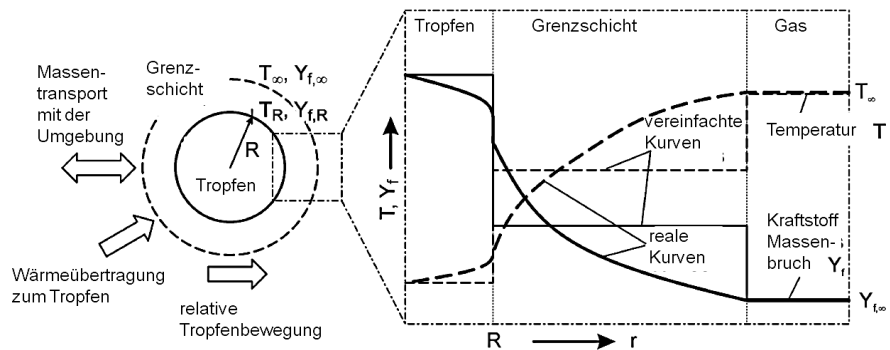


Abbildung 8: Tropfentemperatur und Dampfkonzentration um einen verdampfenden Tropfen [16]

Die Gleichgewichtstemperatur nimmt mit fetter werdendem Gemisch ab. Mit zunehmendem Kraftstoff-Luft-Verhältnis sinkt die Steigung allerdings, da flüssiger Kraftstoff übrig bleibt. Das Verhältnis von Kraftstoffdampf zur Luftmasse (M_{fv}/M_a) ist ebenfalls dargestellt. Auf der linken Seite des Maximums ist nur Kraftstoffdampf vorhanden. Auf der rechten Seite hingegen ist zudem flüssiger Kraftstoff vorhanden, da die Dampfphase bereits gesättigt ist.

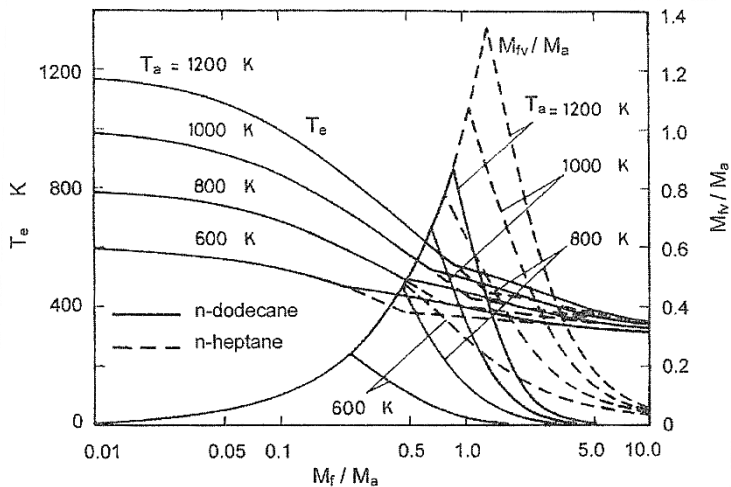


Abbildung 9: Effekt des Kraftstoff-Luft-Verhältnisses auf die Gleichgewichtstemperatur des Gemisches [29]

2.1.3 Selbstzündung

Die Selbstzündung ist ein sehr komplexer Teilvorgang im dieselmotorischen Verbrennungsprozess, der durch die Reaktionskinetik im Luft-Kraftstoff-Gemisch geprägt ist. Grundsätzlich kann zwischen der „Thermischen Explosion“ und der „Chemischen Explosion“ unterschieden werden.

Eine thermische Explosion findet dann statt, wenn die thermische Energiefreisetzungsrate größer ist als die Dissipationsrate der thermischen Energie. Charakteristisch für die thermische Explosion ist eine rasche Temperaturerhöhung. Kohlenwasserstoff-Luft-Gemische hingegen, wie sie im Dieselmotor entstehen, zeigen erst nach einer sogenannten Zündverzugszeit eine starke Temperaturerhöhung und zählen somit zur chemischen Explosion. Verantwortlich hierfür ist ein Kettenverzweigungsmechanismus, der zur Entstehung von freien Radikalen führt. Die chemische Explosion ist, im Gegensatz zur thermischen Explosion, nicht direkt von der Systemtemperatur abhängig, sondern wesentlich vom Reaktionspfad [30].

Die Oxidation von Kohlenwasserstoffen kann als verzweigter Kettenfortpflanzungsprozess gesehen werden, bei dem die gebildeten Zwischenprodukte als Kettenträger agieren. Die Oxidation läuft über mehrere

hundert Zwischenprodukte, wobei die Selbstzündung bei einem lokalen Luft-Kraftstoff-Verhältnis von $0.5 < \lambda < 0,7$ stattfindet [27].

Die Zündung von Kohlenwasserstoff-Luft-Gemischen kann in die zwei Stufen „Cool flame“ und „Second-stage ignition“ unterteilt werden. Die „Cool flame“ Phase ist charakterisiert durch die Oxidation des ursprünglichen Kraftstoffs zu Formaldehyd (CH_2O) [31], [32]. Das Formaldehyd Signal nimmt lokal sehr schnell ab, sobald die heiße Verbrennungsphase (Second-stage Ignition) beginnt (Abbildung 10). Dies ist verbunden mit einer Zunahme der Konzentration des OH-Radikals. Durch Simultanmessungen in HCCI-Motoren von OH und Formaldehyd konnte die komplementäre Verteilung der Spezies aufgezeigt werden [33].

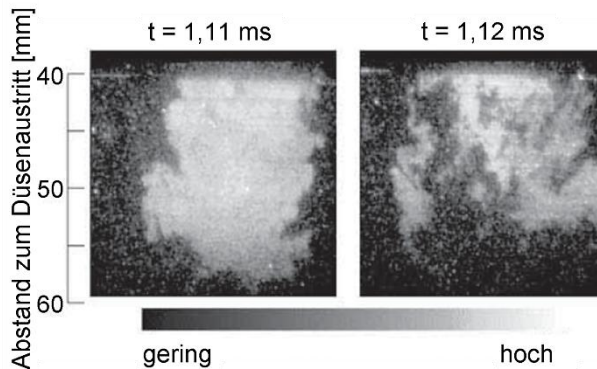


Abbildung 10: Formaldehyd-LIF Aufnahmen einer Diesel-Verbrennung [34]

Während der „Cool flame“ ($T < 900\text{K}$) spielen die Verzweigungsreaktionen



eine bedeutende Rolle, wobei die OH-Radikale z.T. wieder zum HO_2 -Radikal zurückgebildet werden (R repräsentiert dabei den Alkylrest eines Alkans und M symbolisiert den Stoßpartner der druckabhängigen Zerfallsreaktion).

Der H_2O_2 -Zerfall läuft im Temperaturbereich zwischen 900 und 1100K schneller ab als es während der „Cool Flame“ der Fall ist. Bei noch höheren Temperaturen hingegen wird die Kettenverzweigung



dominant, weshalb die Bildung von OH-Radikalen stark zunimmt [27].

2.1.4 Verbrennung

Der Ablauf der konventionellen dieselmotorischen Verbrennung kann prinzipiell in drei Phasen eingeteilt werden. Diese sind in Abbildung 11 schematisch dargestellt.

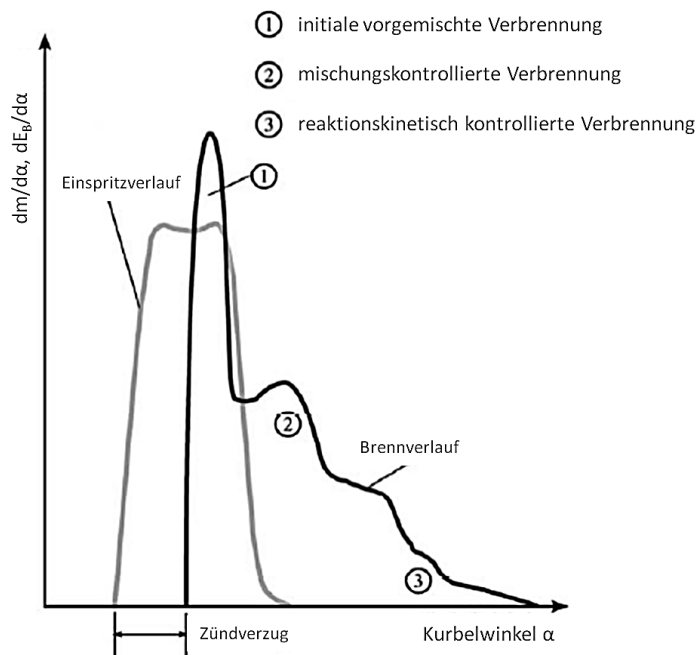


Abbildung 11: Einspritz- und Brennverlauf im Dieselmotor [35]

Phase 1: Vorgemischte Verbrennung

Aufgrund von Strahlzerfall, Verdampfung und Bildung eines zündfähigen Gemisches wird eine gewisse Zeitspanne benötigt, bis die Zündung und damit die Verbrennung eingeleitet wird. Diese Zeitspanne wird Zündverzugszeit genannt und beträgt bei hohen Lasten ca. 0,3 - 0,5 ms und bei niedriger Teillast ca. 0,6 bis 0,8 ms [36]. Während der Zündverzugszeit entsteht ein nahezu homogenes und reaktionsfähiges Gemisch. Sobald in diesem Gemisch lokal Zündbedingungen erreicht sind, verbrennt es sehr schnell (Dieselschlag). Während dieser Phase entstehen lokal sehr hohe Verbrennungstemperaturen, weshalb ein erheblicher Teil des während der Verbrennung entstehenden thermischen NO_x gebildet wird.

Phase 2: Mischungskontrollierte Verbrennung

Der überwiegende Teil des Kraftstoffs wird während der bereits laufenden Verbrennung eingespritzt, weshalb es zu sehr hohen lokalen Unterschieden im Luft-Kraftstoff-Verhältnis kommt. Im Gegensatz zur kinetisch kontrollierten vorgemischten Verbrennung wird die Wärmefreisetzungsrates bei der nicht vorgemischten Verbrennung durch die physikalische Durchmischung von Luft und Kraftstoff dominiert, weshalb von einer mischungskontrollierten oder diffusionskontrollierten Verbrennung gesprochen wird. Die Reaktionskinetik spielt hier aufgrund der hohen Temperaturen und der Dominanz der physikalischen Durchmischung eine untergeordnete Rolle. Laut [27] ist das Ende dieser Verbrennungsphase bei Erreichen der maximalen Temperatur im Brennraum erreicht.

Phase 3: Reaktionskinetisch kontrollierte Verbrennung

Mit der Abnahme von Temperatur und Druck im Brennraum wird die Reaktionskinetik langsamer und gewinnt somit an Bedeutung, verglichen mit den simultan ablaufenden Mischungsvorgängen. Während dieser Verbrennungsphase findet die Oxidation von bis dahin unverbranntem Kraftstoff und von Zwischenprodukten, die aufgrund von lokalem Sauerstoffmangel während der Hauptverbrennung gebildet wurden, statt. Das Temperaturniveau während dieser Phase trägt maßgeblich dazu bei, wie viel des gebildeten Rußes nachoxidiert wird.

2.1.5 Schadstoffbildung

Bei der dieselmotorischen Verbrennung von Kohlenwasserstoffen in Luft findet eine exotherme Reaktion statt, deren Produkte im theoretischen Idealfall Kohlendioxid CO_2 und Wasser H_2O sind. Allerdings entstehen während der realen Verbrennung unerwünschte Reaktionsprodukte. Diese können je nach Grund der Entstehung klassifiziert werden [32]:

- Emissionen aufgrund unvollständiger Verbrennung (Ruß, Kohlenmonoxid CO , Kohlenwasserstoffe HC)
- Emissionen aufgrund unerwünschter Sekundärreaktionen (Stickoxid NO_x)
- Emissionen aufgrund Reaktionen mit Kraftstoffbestandteilen (Schwefeldioxid SO_2)

Die Schadstoffkonzentrationen sind sehr stark vom Luftverhältnis λ abhängig und damit vom Lastpunkt des Dieselmotors. Abbildung 12 zeigt den Verlauf der wichtigsten Schadstoffe über das Luftverhältnis.

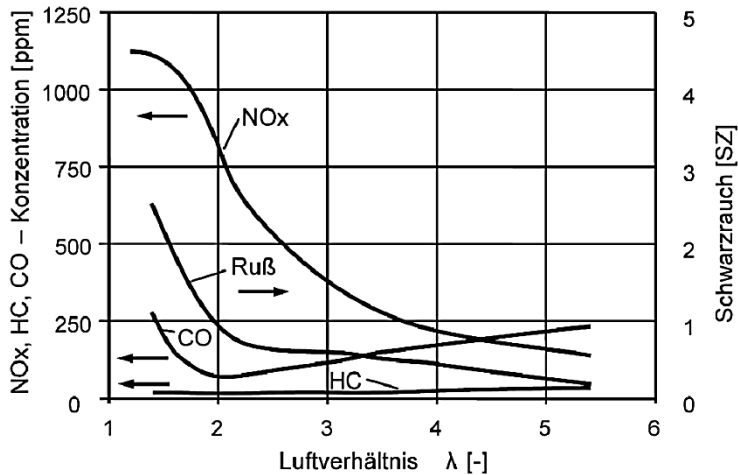


Abbildung 12: Schadstoffemissionen des Dieselmotors [36]

Kohlenwasserstoffe

Die molekularen Bindungen der Kraftstoffkomponenten brechen bei hohen Brennraumtemperaturen auf, wobei eine Vielzahl an kurzkettigen Kohlenwasserstoffen entsteht (thermisches Kracken). Diese verbrennen in Bereichen, in denen Sauerstoffkonzentration und Temperatur geeignete Bedingungen aufweisen. Wenn die Flamme allerdings in Bereiche vordringt, in denen diese Bedingungen nicht vorhanden sind, kommt es zum Erlöschen der Flamme (Flame Quenching). Diese Bedingungen sind insbesondere in der Nähe der Brennraumwand, im inneren Kern des Sprays und in mageren Randbereichen vorzufinden und führen zu erhöhten Kohlenwasserstoff-Emissionen.

Kohlenmonoxid

Die Kohlenmonoxid-Emissionen des Dieselmotors sind in der Regel sehr gering. Lediglich bei hohen Motorlasten und der damit verbundenen Annäherung an die Rauchgrenze kommt es zu unvollständiger Verbrennung und somit zu vermehrten CO-Emissionen. Bei steigendem globalem Luftverhältnis kommt es zu einer leichten Erhöhung der CO-Emissionen. Kohlenmonoxid ist ein Zwischenprodukt der Oxidation von Kohlenwasserstoffen im Brennraum und wird über die Reaktion $\text{CO} + \text{OH} \leftrightarrow \text{CO}_2 + \text{H}$ oxidiert. Bei niedrigen lokalen Brennraumtemperaturen kommt diese Reaktion allerdings zum Erliegen, weshalb trotz globalem Luftüberschuss CO entsteht.

Schwefeldioxid

Schwefeldioxid SO_2 wird durch Oxidation des im Kraftstoff enthaltenen Schwefels mit molekularem Sauerstoff in der Flammfront und im Verbrannten gebildet. Während dieses Prozesses wird nahezu der gesamte Schwefel des Kraftstoffs zu SO_2 umgewandelt. Die Schwefel-Emissionen sind somit direkt abhängig vom Schwefelgehalt des Kraftstoffs. Insbesondere in Kraftstoffen für Großdieselmotoren sind z.T. große Mengen an Schwefel enthalten, weshalb diese Emissionen hier ein erhebliches Problem darstellen.

Ruß

Bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen unter lokalem Luftmangel und Temperaturen zwischen 1500 und 2500 K kommt es zur Bildung von Ruß. Gasförmige, kurzkettige Kohlenstoffatome wandeln sich dabei in einer komplizierten Abfolge physikalischer und chemischer Prozesse zu festen Agglomeraten. Diese bestehen aus einigen Millionen Kohlenstoffatomen und ähneln Graphit. Auf die Bildungsprozesse von Rußpartikeln soll hier nicht weiter

eingegangen werden, entsprechende Rußbildungshypothesen können z.B. in [32], [36], [37] nachgeschlagen werden.

Abbildung 13 zeigt die Rußbildung und Rußoxidation in Abhängigkeit von der Temperatur und vom lokalen Luftverhältnis. Informationen über den Rußertrag in Abhängigkeit von Temperatur und Luft-Kraftstoff-Verhältnis kann beispielsweise [38] entnommen werden. Außerdem ist die Temperatur des unverbrannten- und verbrannten Gemisches je nach lokalem Luftverhältnis zum Zeitpunkt des oberen Totpunkts dargestellt. Während hohe Verbrennungstemperaturen wünschenswert zur Reduzierung der Rußemissionen sind, steigen die Stickoxidemissionen NO_x stark an. Lediglich ein schmaler Zielbereich lässt eine Ruß- und zugleich NO_x arme Verbrennung zu.

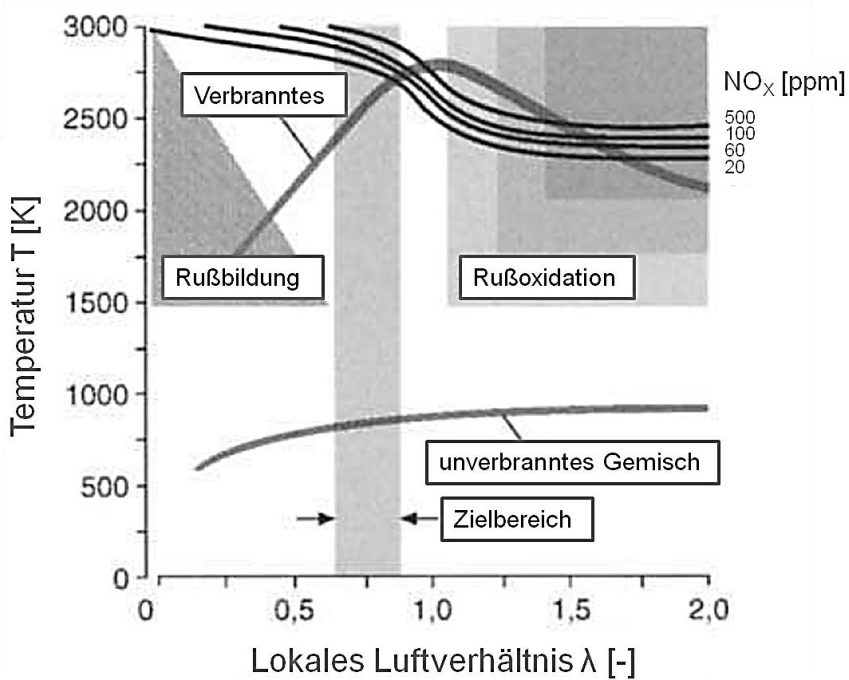
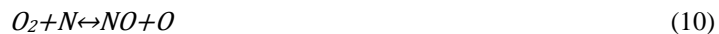
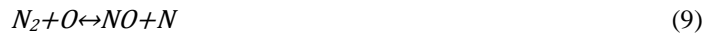


Abbildung 13: Rußbildung und Rußoxidation der dieselmotorischer Verbrennung [37]

Stickoxide

Zu den Stickoxiden zählen die Verbindungen NO, NO₂, N₂O, N₂O₃ und N₂O₅, allerdings sind lediglich die beiden erstgenannten in nennenswerter Menge im Abgas vorhanden. Die NO-Verbindung ist mit mehr als 90% der gesamten Stickoxide weitaus die häufigste Spezies [32]. Die drei wichtigsten Entstehungsprozesse zur Bildung von NO sind „Thermisches NO“, „Promptes NO“ und „Kraftstoff NO“, wobei 5-10% der Stickoxide als Prompt NO und der weitaus größere Teil von 90-95% als thermisches NO gebildet wird.

- Thermisches NO entsteht in Gebieten mit Luftüberschuss und lokal hohen Temperaturen ($T > 2200\text{K}$) im Verbrannten. Die durch Zeldovich und Lavoie beschriebenen Reaktionsgleichungen sind als „erweiterter Zeldovich-Mechanismus“ bekannt.



Allerdings sind die Vorgänge im Dieselmotor so schnell, dass die Gleichgewichtskonzentration üblicherweise nicht erreicht wird und die NO_x-Konzentration unterhalb derer liegt, die beim thermischen Gleichgewicht erreicht werden würde. Sinkt die lokale Temperatur während der Expansion ab, kommt die Rückreaktion ab ca. 2000K zum Erliegen. Aufgrund der vergleichsweise langsamen Reaktionsgeschwindigkeiten ist im Abgas eine höhere NO_x-Konzentration als die Gleichgewichtskonzentration zu finden [36]. Die Bildung von thermischem NO wird maßgeblich von der Reaktionsgeschwindigkeit des Aufbruchs der stabilen N₂-Dreifachbindung der ersten Reaktion beeinflusst, da diese stark temperaturabhängig ist. Eine Verdoppelung der Temperatur führt zu einer Steigerung der thermischen NO-Bildung um den Faktor 1000 bzw. eine Erhöhung der Verbrennungstemperatur von 2000K auf 2500K führt zu einer Erhöhung um das 50-fache [27].

- Promptes NO
Die Entstehung von Prompt NO oder Fenimore NO (erstmalig beschrieben durch Fenimore 1979) ist stark von der Bildung des CH-Radikals während der Verbrennung abhängig. Die geschwindigkeitsbestimmende Reaktion ist die Bildung von atomarem Stickstoff und Blausäure (HCN) aus dem CH-Radikal und molekularem Stickstoff.



Der atomare Stickstoff reagiert weiter zu NO. Das Radikal CH wird nur unter brennstoffreichen Bedingungen gebildet und kann über die beschriebenen Mechanismen bereits ab Temperaturen von ca. 1000K zur Bildung von NO führen [27].

- Kraftstoff NO
Als Kraftstoff NO wird die Umwandlung von im Kraftstoff gebundenem Stickstoff in Stickoxid bezeichnet. Der Stickstoffanteil im Kraftstoff hat somit direkten Einfluss auf die NO_x-Emission des Motors.

2.2 Einflussgrößen auf die dieselmotorische Verbrennung

Die dieselmotorische Verbrennung ist ein sehr komplexer Vorgang, der durch verschiedene Stellgrößen beeinflusst werden kann. Die Zielsetzung bei der Entwicklung eines Brennverfahrens ist es, diese Stellgrößen auf möglichst geringen Kraftstoffverbrauch und niedrige Emissionen einzustellen. Tabelle 1 zeigt motorische Maßnahmen und deren tendenzielle Auswirkung auf die Verbrennung, den Kraftstoffverbrauch und die Emissionen. Aufgrund der Vielzahl an motorischen Maßnahmen werden nachfolgend nur die Stellgrößen genauer beschrieben, die in den im Ergebniskapitel vorgestellten Untersuchungen angewandt werden.

Motorische Maßnahme	Gemischbildung / Verbrennung						Motorisches Ergebnis		
	Premixed Verbrennung	Homogenisierung	Lokales λ_v	Brenndauer	Verbrennungs-		NO _x	PM	b _e
					höchst- druck	schwer- punkt			
Einspritzdruck (hoch)	↑	↑	↑	↓	↑	←	↑	↓	↓
Spritzbeginn (spät)	↓	↓	↓	↑	↓	→	↓	↑	↑
Lochdurchmesser (klein)	↓	↑	↑	↑	↓	→	↓	↓	↑
Lochzahl (groß)	↑	↑	=	↓	↑	←	↑	↓	↓
Drall (klein)	↓	↓	↓	↑	↓	→	↓	↑	↑
freie Strahllänge (groß)	↑	↑	↑	↓	↑	←	↑	↓	↓
Verdichtungsverhältnis (hoch)	↓	↓	↓	↓	↑	←	↓	↑	↓
Ziel	↓	↑	↑	↓	↑	optimal	↓	↓	↓

Tabelle 1: Einfluss einzelner Parameter auf Emissionen und Wirkungsgrad [39], [40]

2.2.1 Einspritzdüse

Die Düsenauslegung spielt für innermotorische Vorgänge eine große Rolle. Ihre Aufgabe ist es, möglichst kleine Kraftstofftropfen optimal im Brennraum zu platzieren. Daraus resultiert eine gleichmäßige Gemischbildung, die für einen emissionsarmen und effizienten Motorbetrieb entscheidend ist.

Die Lochanzahl und der Lochdurchmesser hängen dabei von der einzuspritzenden Kraftstoffmenge, dem Einspritzdruck, der Brennraumgeometrie und dem Drallniveau im Brennraum ab. In Dieselmotoren kommt heute nahezu ausschließlich die Sacklochdüse zum Einsatz. Die Sacklochdüse dichtet zwischen Düsennadel und Nadelsitz, so dass ein Restvolumen zwischen der Spitze der Düsennadel und der Innenkontur des Düsenkörpers entsteht. Der Kraftstoff in diesem Restvolumen (auch Schadvolumen genannt) gelangt nach Beendigung der Einspritzung drucklos in den Brennraum und sorgt für erhöhte Kohlenwasserstoff- und Rußemissionen [41].

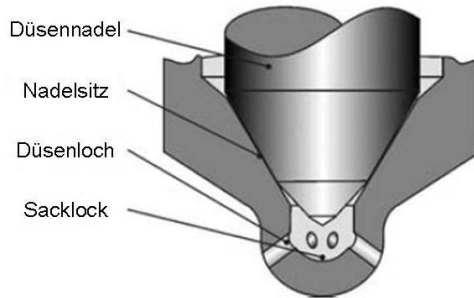


Abbildung 14: Sacklochdüse [16]

Aus diesem Grund wird versucht, das Schadvolumen so weit wie möglich zu reduzieren. Es wird je nach Größe und Form des Sacklochs zwischen Mini-, Midi-, und Mikrosackloch unterschieden. Zu beachten ist allerdings, dass sich mit kleinerem Abstand zwischen Nadelsitz und Einlaufkanten der Spritzlöcher die Anströmbedingungen der Spritzlöcher verschlechtern.

Düsenlochdurchmesser

In der Vergangenheit konnte eine sukzessive Verkleinerung des Düsenlochdurchmessers in Kombination mit einer Anhebung des Einspritzdrucks und durchflusssteigernden Maßnahmen wie dem HE-Verrunden und der konischen Ausführung des Spritzloches beobachtet werden. Durch diese Maßnahmen war es möglich, die Abgasemissionen signifikant zu senken. Moderne Fertigungsverfahren ermöglichen heute Düsenlochdurchmesser kleiner als $100\mu\text{m}$. Allerdings führt eine Verkleinerung des Düsenlochdurchmessers zu einem geringeren hydraulischen Durchfluss. Zur Darstellung der Vollastfähigkeit des Motors wird jedoch ein Mindestmaß an Durchflussmenge gefordert [32]. Hier muss der richtige Kompromiss zur Erzielung niedrigster Abgasemissionen insbesondere im Niedriglastbereich und zur Einspritzung der notwendigen Kraftstoffmasse bei hohen Lasten gefunden werden.

Generell führt eine Reduzierung des Düsenlochspritzlochdurchmessers zu geringeren mittleren Tropfendurchmessern [42]. Kleine Tropfen haben ein großes Oberflächen-Volumen-Verhältnis und verdampfen somit schneller im Brennraum. Untersuchungen in [32] verdeutlichen dies. In ruhender, 800K heißer Luft benötigt ein Kraftstofftropfen mit $100\mu\text{m}$ Tropfendurchmesser ca. 100ms , bis er vollständig

verdampft ist, ein 50 μ m großer Tropfen ca. 25ms und ein 20 μ m großer Tropfen ca. 4ms. Eine schnellere Verdampfung führt zu einer gleichmäßigeren Gemischverteilung und somit zu einem Anstieg des Vormischanteils. Bei global großen Luft-Kraftstoff-Verhältnissen führt dies zu einer Verminderung der Rußemissionen und der NO_x-Emissionen [42].

Allerdings konnte durch die Verkleinerung der Düsenlochdurchmesser, bei ansonsten konstanten Randbedingungen, eine Abnahme der Zündverzugszeit [43] und eine Reduzierung der Eindringtiefe [44] beobachtet werden. Beide Effekte können, insbesondere bei hohen Lastpunkten, zu einer Zunahme des Anteils an nicht vorgemischter Verbrennung führen und somit negative Auswirkungen auf das Emissionsverhalten haben.

Zur Erzielung einer möglichst emissionsarmen und effizienten Verbrennung reicht es nicht aus, den Düsenlochdurchmesser stetig zu verkleinern. Vielmehr muss die richtige Kombination aus Einspritzdruck, Drallniveau, Brennraumform, Düsenlochzahl und Düsenlochdurchmesser für das gesamte Motorkennfeld gefunden werden.

Düsenlochzahl

Bei PKW-Dieselmotoren werden heute üblicherweise Düsen mit 6 - 10 Düsenlöchern eingesetzt [32]. Im Bereich der Mittelschnellläufer kommen aufgrund des größeren Brennraums 10 - 13 Düsenlöcher zum Einsatz [45], [32]. Für einen möglichst geringen Kraftstoffverbrauch und geringe Emissionen muss das Düsenlayout auf die Brennraumgeometrie und das Einspritzsystem angepasst werden. Abbildung 15 zeigt den Zusammenhang aus Düsenlochzahl, Drallzahl und Einspritzdruck für PKW-Motoren. Wird das Drallniveau erhöht, muss die Düsenlochzahl reduziert werden, da ansonsten die einzelnen Sprays ineinander verweht werden [46]. Dies führt lokal zu einem fetten Gemisch und somit zur Erhöhung der Emissionen [32].

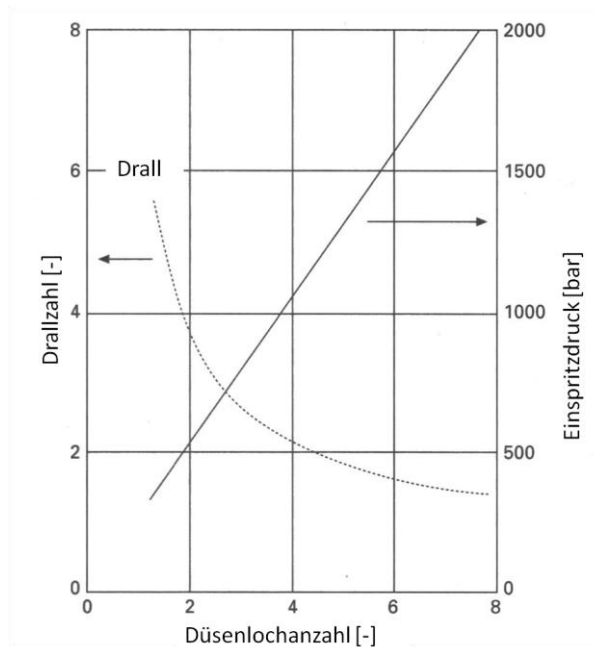


Abbildung 15: Typischer Zusammenhang aus Einspritzdruck, Drallzahl und Düsenlochzahl [32]

2.2.2 Einspritzdruck

Durch eine Steigerung des Einspritzdrucks wird das treibende Druckgefälle erhöht und somit die Einspritzgeschwindigkeit gesteigert. Dies lässt sich grundsätzlich an der Stromfadentheorie inkompressibler verlustfreier Fluide durch die Bernoulli-Gleichung aufzeigen. Wird die potenzielle Energie vernachlässigt, ergibt sich:

$$v_{\text{Austritt}} = \sqrt{\frac{2(p_{\text{rail}} + \frac{1}{2}\rho_{fl} \cdot v_{\text{rail}}^2 - p_{\text{Zyl}})}{\rho_{fl}}} \quad (13)$$

Mit den Vereinfachungen $v_{\text{rail}} \sim 0$ und $p_{\text{rail}} \gg p_{\text{Zyl}}$ ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$v_{\text{Austritt}} \approx \sqrt{\frac{2 \cdot p_{\text{rail}}}{\rho_{fl}}} \quad (14)$$

Aufgrund von Druckverlusten durch Rohrreibung, Ablösungs- und Kavitationseffekten im Bereich des Spritzlocheinlaufs weicht die tatsächliche Geschwindigkeit davon ab. Allerdings sind die Strömungsverluste moderner strömungsoptimierter Düsen während des Vollhubes der Düsennadel so gering, dass die Abweichungen zur verlustfreien Berechnung sehr klein sind [42]. Velji et al. zeigen in [32] jedoch, dass eine Steigerung des Einspritzdrucks bei konstantem Düsenlochdurchmesser nur in Grenzen zu einer effektiven Verkleinerung des SMD d_{32} führt. Durch eine Verkleinerung des Spritzlochdurchmessers kann allerdings weiteres Potenzial einer Einspritzdrucksteigerung erschlossen werden.

Auf eine detaillierte Beschreibung der Effekte einer Einspritzdruckerhöhung auf Düsinnenströmung, Gemischbildung, Emissionsbildung etc. wird an dieser Stelle verzichtet. Umfangreiche Untersuchungen wurden beispielsweise in [47], [48], [49] durchgeführt.

2.2.3 Drallströmung

Bei der Drallströmung handelt es sich um eine Drehbewegung der Zylinderladung um die Zylinderachse. In schnelllaufenden Dieselmotoren wird die Drallströmung i.d.R. durch einen Drallkanal oder über Drallklappen im Saugrohr realisiert, um die Gemischbildung und damit die Verbrennung zu verbessern. Das Ziel ist es, den kompakten Kraftstoffstrahl aufzureißen und die Durchmischung mit den zwischen den Kraftstoffstrahlen liegenden Luftsektoren zu verstärken. Das Drallniveau muss dabei gut auf die Düsenlochzahl abgestimmt sein, um Verwehungen zwischen den Kraftstoffstrahlen zu vermeiden (siehe Abbildung 15). Außerdem ist zu beachten, dass das Drallniveau mit zunehmender Drehzahl zunimmt. Dies ist in schnelllaufenden Dieselmotoren von Vorteil, da mit steigender Drehzahl die Zeit für Gemischbildung, Verbrennung etc. abnimmt und eine Verkürzung der Brenndauer durch eine starke Drallströmung somit vorteilhaft ist. Prinzipiell ist ein geringes Drallniveau anzustreben, da die Drallströmung zu erhöhten Wandwärmeverlusten führt und mit Füllungsverlusten verbunden ist [36].

Auf den Einfluss der Drallströmung auf die Abgasemissionen soll hier nicht weiter eingegangen werden, da dies nicht im Fokus dieser Arbeit stand. Es wurden jedoch einige Studien zu diesem Thema durchgeführt, z.B. [50].

Deslandes et. al. führten PIV-Messungen an einem Einzylinder-Versuchsmotor mit transparentem Kolben und transparenter Laufbuchse durch [51]. Dieser Aufbau ermöglichte die Messung des realen Strömungsfeldes im gesamten Motor. Es konnte

gezeigt werden, dass ein großskaliger Wirbel um die Zylinderachse entsteht. Die Wirbelstruktur der Drallströmung im UT und die im OT unterscheiden sich mit flachem Kolben kaum. Lediglich die Strömungsgeschwindigkeiten sind nach der Kompression etwas geringer. Mit einem Kolben mit Kolbenmulde findet während der Kompression eine Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit in der Kolbenmulde statt (Ballerinaeffekt) und das Wirbelzentrum ist besser zentriert. In Abbildung 16 zeigen Deslandes et. al. die Entwicklung des Drallniveaus während der Kompression.

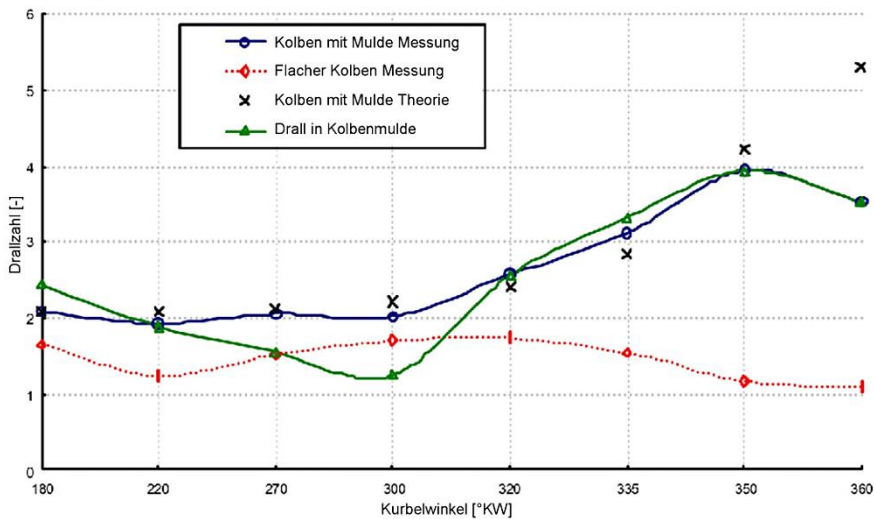


Abbildung 16: Entwicklung des Drallniveaus während der Kompression [51]

An der RWTH Aachen und der FEV Motorentechnik GmbH wurden PIV-Messungen an einem Blasprüfstand mit transparenter Laufbuchse durchgeführt [52]. Durch die Einstellung unterschiedlicher Ventilhuben der beiden Einlassventile konnten verschiedene Drallzahlen erzeugt werden. Die Messungen zeigten, dass sich die Drallströmung mit zunehmender Entfernung vom Zylinderkopf stärker ausbildet. Durch die Deaktivierung des Füllungskanals entstand ein stark inhomogenes Strömungsfeld, während sich mit geöffnetem Drall- und Füllungskanal eine homogenere Drallströmung ausbildet.

Weitere Untersuchungen zum Einfluss der Drallströmung auf die Verteilung des Kraftstoffs im Brennraum, die Rußbildung und die Verbrennung wurden z.B. in [53], [54], [55] durchgeführt.

2.2.4 Ladedruck

In den vergangenen Jahren hat sich der Trend zu immer höheren Ladedrücken sowohl beim Otto- als auch beim Dieselmotor weiter fortgesetzt. Während beim Ottomotor durch eine Reduzierung des Zylinderhubvolumens in Kombination mit einer höheren Aufladung der Motor speziell im Niedriglastbereich in günstigere Wirkungsgradbereiche gebracht wird (Downsizing), wurde die Aufladung beim Dieselmotor zur Steigerung des Leistungsgewichtes und der Umsetzung emissionsmindernder Maßnahmen genutzt. Insbesondere der vermehrte Einsatz der AGR und die Anwendung des Miller-Zyklus fordern hohe Ladedrücke.

Umfangreiche Studien über die Auswirkungen einer Ladedruckvariation wurden von Payri et. al. [56] und Benajes et. al. [57] von der Universidad Politécnica de Valencia durchgeführt. Die Untersuchungen zeigen eine sukzessive Verkürzung des Zündverzugs mit steigendem Ladedruck für unterschiedliche Einspritzdrücke und Drehzahlen. Der während der vorgemischten Verbrennungsphase umgesetzte Kraftstoff nimmt mit steigendem Ladedruck tendenziell ab. Mit sinkendem Einspritzdruck und steigender Drehzahl ist dieser Trend jedoch abgeschwächt bzw. ändert seine Richtung. Die maximale Wärmefreisetzung während der nicht vorgemischten Verbrennung steigt mit zunehmendem Ladedruck für alle Einspritzdrücke und Drehzahlen an. Einen sehr großen Einfluss hat der Ladedruck auf die Brenndauer. Insbesondere mit höheren Einspritzdrücken sinkt diese hier um ca. 40%. Die NO_x -Emissionen nehmen besonders mit geringer Drehzahl bei steigendem Ladedruck zu, während Rußemissionen und Kraftstoffverbrauch abnehmen.

Ähnliche Trends wurden von Tanin et. al. an der University of Wisconsin-Madison für einen Heavy-Duty Einzylinder-Forschungsmotor aufgestellt [58].

3 Kenntnisstand mittelschnelllaufender Dieselmotoren

Dieses Kapitel gibt einen Überblick über bereits bestehende Kenntnisse verschiedener Maßnahmen auf das Brennverfahren mittelschnelllaufender Dieselmotoren. Grundlage dieses Kapitels stellt eine umfangreiche Literaturrecherche dar, die nationale und internationale Konferenzen, Dissertationen, Vorlesungsskripte und Veröffentlichungen in Zeitschriften beinhaltet. Zuerst werden veröffentlichte Ergebnisse von, aus heutiger Sicht, zielführenden Einzelmaßnahmen zum Erreichen der IMO 3 Grenzwerte ab 2016 unter „Thermodynamische Untersuchungen“ vorgestellt. Der Anspruch liegt hier nicht auf Vollständigkeit aller publizierten Maßnahmen, sondern es sollen vielmehr repräsentative Untersuchungen vorgestellt werden. Des Weiteren werden Publikationen vorgestellt, die die ablaufenden Prozesse im Brennraum von mittelschnelllaufenden Dieselmotoren mit Hilfe optischer Messtechnik untersuchen. Insbesondere zur Analyse der flüssigen und gasförmigen Kraftstoffausbreitung während der Einspritzung sind Druckkammeruntersuchungen besonders geeignet. Unter „Optische Untersuchungen an Druckkammern“ sind Studien zusammengefasst, die das Einspritzverhalten von Einspritzsystemen mittelschnelllaufender Dieselmotoren analysieren. Reale Betriebsbedingungen können allerdings nur am Motor selbst dargestellt werden, da es nur im Motorenversuch möglich ist, ablaufende Prozesse unter Einwirkung von realer Verdampfung, Zündung, Verbrennung und Kolbenexpansion zu untersuchen. Bisher wurden jedoch nur wenige optische Untersuchungen an mittelschnelllaufenden Motoren veröffentlicht, diese werden unter „Optische Untersuchungen am optisch zugänglichen Motor“ vorgestellt.

3.1 Thermodynamische Untersuchungen

Thermodynamische Untersuchungen sind neben der Simulation im Großmotorenbereich die Grundlage zur Beurteilung des Brennverfahrens. Sie liefern beispielsweise Informationen über Druck und Temperatur im Brennraum, Beginn der Verbrennung, Wirkungsgrad und Abgasemissionen. Allerdings liefern thermodynamische Untersuchungen immer nur ein globales Ergebnis und lassen nicht auf lokale Ursachen rückschließen. Die Auswirkung einer Änderung des

Einspritzdrucks, der Abgasrückführung, des Miller-Zyklus und der zweistufigen Aufladung auf thermodynamische Messgrößen werden im Folgenden vorgestellt.

3.1.1 Einspritzdrucksteigerung

Wie in Kapitel 2.2.2 beschrieben, bedeutet eine Erhöhung des Einspritzdrucks eine Steigerung der Einspritzgeschwindigkeit und damit ein verbesserter Strahlaufbruch. Infolgedessen kommt es zu einer schnelleren Gemischaufbereitung, wodurch früher zündfähige Bereiche vorhanden sind.

Untersuchungen der WTZ Roßlau gGmbH zeigen den Einfluss des Einspritzdrucks auf den Zylinderdruck und die Abgasemissionen [59]. Die Untersuchungen wurden mit einem Einkreis-CR-Injektor der Firma L'Orange mit Einspritzdrücken von 600bar, 1000bar und 1400bar durchgeführt. Durch die Erhöhung des Einspritzdrucks wird der Kraftstoff schneller eingespritzt, der Zündverzug ist deutlich verkürzt und eine intensivere und kürzere Verbrennung wurde festgestellt. Der maximale Zylinderdruck steigt mit zunehmendem Einspritzdruck infolge der früheren und stärkeren Wärmefreisetzung an. Tabelle 2 zeigt den Einfluss des Einspritzdrucks auf die wichtigsten Abgasemissionen NO_x und Ruß.

Einspritzdruck [bar]	600	1000	1200	1400
rel. NO_x -Masse [%]	100	121	138	144
rel. Rußmasse [%]	100	61	55	62

Tabelle 2: Einfluss des Einspritzdrucks auf die NO_x - und Ruß-Emissionen [59]

Mit zunehmendem Einspritzdruck steigt die NO_x -Emission kontinuierlich an. Bei der Ruß-Emission ist eine starke Abnahme mit Steigerung des Einspritzdrucks von 600bar auf 1000bar sichtbar. Bei weiterer Erhöhung des Einspritzdrucks auf 1200bar bzw. 1400bar konnte die Rußmasse hingegen kaum noch reduziert werden.

3.1.2 Einsatz externer Abgasrückführung

Die externe Abgasrückführung (AGR) ist im Bereich von PKW und NFZ ein gängiges Mittel, um die Brennraumtemperatur zu senken und damit die Entstehung von thermischem NO zu reduzieren. Für mittelschnelllaufende Dieselmotoren kommt die AGR serienmäßig noch nicht zum Einsatz, da die derzeitige Abgasemissionsstufe ohne diese Maßnahme erreicht wird. Der ab 2016 in Kraft tretende Grenzwert für NO_x der IMO 3 Abgasnorm wird innermotorisch nicht ohne den Einsatz der AGR erreichbar sein. Diese Maßnahme hat somit eine besondere Bedeutung zur Einhaltung zukünftiger Gesetzgebungen.

In einem Gemeinschaftsvorhaben der Technischen Universität Braunschweig, der FVTR GmbH, der Universität Rostock und der Caterpillar Motoren GmbH wurde der Einsatz der Abgasrückführung an einem modifizierten MaK 6M20 Dieselmotor untersucht [60], [13]. Aufgrund der Komplexität einer Hochdruck-AGR wurde hier für Forschungszwecke ein Niederdruck-AGR-System verwendet. Durch die gekühlte externe AGR konnte mit einer AGR-Rate von ca. 25% eine NO_x-Reduzierung, verglichen zum Tier I Ausgangszustand, von 65% bzw. 73%, je nach Lastpunkt erreicht werden. Die Rußemissionen nahmen dabei allerdings signifikant zu und bestätigten somit auch für Großmotoren den bekannten Ruß-NO_x Trade-Off. Zur Reduzierung der Rußemissionen wurden Untersuchungen mit nach „früh“ verlegtem Einspritzbeginn und mit erhöhtem Einspritzdruck durchgeführt. Durch eine um 5°KW frühere Einspritzung konnte das Rußniveau deutlich gesenkt werden, allerdings lag die NO_x-Emissionsreduzierung bei lediglich 30%. Durch eine Anhebung des Raildrucks um 400bar war es möglich, die Rußemissionen deutlich zu senken, bei gleichzeitig geringen NO_x-Emissionen. Mit dieser Konfiguration konnte der IMO Tier III Zielbereich von unter 2 g/kWh NO_x erreicht werden bei einer FSN von unter 0,2 und nahezu unverändertem Kraftstoffverbrauch.

Am Southwest Research Institute in San Antonio (USA) wurden Untersuchungen mit externer AGR an einem 12-645 Motor von General Motors durchgeführt [61]. Dabei kam ebenfalls, aufgrund der Komplexität eines Hochdruck-AGR Systems, ein Niederdruck-AGR-System zum Einsatz. Allein durch die externe Zuführung von Abgas konnten die NO_x-Emissionen um 32,9% gesenkt werden, bei einer Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs um unter 1% und leicht erhöhten Rußemissionen. Durch eine Verbesserung der Ladeluftkühlung konnte eine Reduzierung der NO_x-Emission von 31,9% erreicht werden, ohne Nachteile beim Kraftstoffverbrauch. Ein zusätzlich um 4°KW „späterer“ Einspritzbeginn konnte das NO_x-Minderungspotenzial auf 49% erhöhen, bei einem Kraftstoffverbrauchsnachteil von 1,1%.

Von Metzger et. al. (MAN Diesel & Turbo SE) wurden Untersuchungen zur möglichen Reduzierung von NO_x durch AGR an einem Einzylinder-Versuchsmotor durchgeführt [62]. Die Messungen haben gezeigt, dass es durch externe Abgasrückführung möglich ist, die IMO Tier III Abgasgesetzgebung einzuhalten. Allerdings werden durch die AGR die Rußemissionen stark erhöht, weshalb eine Einspritzdruckerhöhung zur Senkung des Rußniveaus notwendig wird. Außerdem muss der Ladedruck angehoben werden, wodurch eine zweistufige Aufladung unumgänglich wird.

3.1.3 Möglichkeiten des Miller-Zyklus

Durch den Einsatz des Miller-Zyklus findet eine Entkoppelung von Kompression und Expansion statt. Durch ein „frühes“ Schließen der Einlassventile vor dem UT des Saughubes wird die effektive Verdichtung reduziert, während die Expansion konstant bleibt, da die Auslassventile weiterhin im Bereich des UT des Expansionshubes geöffnet werden. Durch die Verringerung der effektiven Verdichtung sinkt die Kompressionsendtemperatur und damit die thermische NO-Bildung.

Untersuchungen von Knafl et. al. (MAN Diesel & Turbo SE) zeigen an einem mittelschnelllaufenden Dieselmotor vom Typ MAN 18V48/60TS das Potenzial zur Kraftstoffverbrauchsreduzierung durch den Einsatz des Miller-Zyklus in Kombination mit einer zweistufigen Aufladung [63]. Das um 40°KW „frühere“ Schließen der Einlassventile bewirkt die gewünschte Zylindertemperaturabsenkung, die zur NO_x -Reduzierung führt. Durch anschließende Verlagerung des Einspritzzeitpunkts nach „früh“ in Richtung des thermodynamischen Optimums wird das Ausgangsniveau an NO_x -Emissionen wieder erreicht, allerdings mit einem Kraftstoffverbrauchsvorteil von ca. 7g/kWh. Dafür ist eine Steigerung des Verdichter-Druckverhältnisses von ca. 4,2 auf 6,0 notwendig, wodurch der Zylinderspitzenruck um ca. 20bar erhöht wird.

Eine durch Messungen an einem GE Einzylinder-Forschungsmotor gestützte GT-Power Studie von Lavertu et. al. zeigt ein ähnliches Potenzial [64]. Durch ein um 40°KW „früheres“ Schließen der Einlassventile konnte eine NO_x -Reduzierung um ca. 10% erreicht werden bzw. ein Verbrauchsvorteil von 3,8%. Eine zusätzliche Verkleinerung des Turbolader-Turbinendurchmessers um 35% konnte die Kraftstoffverbrauchseinsparung auf 9,1% erhöhen.

Im Rahmen des EMI MINI Programms stellen Schlemmer-Kelling und Watzek eine Analyse verschiedener Kolbenformen, unterschiedlicher Verdichtungsverhältnisse und den Einsatz des Miller-Zyklus an einem 6 M 32C Caterpillar Motor vor [65]. Ausgehend von der IMO I Konfiguration werden Steuerzeiten mit einem Schließen der Einlassventile bei 15°KW, 20°KW und 25°KW vor Saughub-UT untersucht. Diese Veröffentlichung zeigt zudem den Einfluss der Motorlast. Die NO_x-Emissionen sinken sukzessive mit „früherem“ Schließen der Einlassventile für alle untersuchten Lasten. Allerdings zeigt sich bei 25% der maximalen Motorlast eine deutliche Zunahme der Rußemission, wohingegen bei höheren Lasten das Rußniveau nahezu unverändert bleibt. Der Kraftstoffverbrauch war für alle Lastpunkte unverändert.

3.1.4 Notwendigkeit der zweistufigen Aufladung

Zur sinnvollen Umsetzung der Abgasrückführung und des Miller-Zyklus ist eine stärkere Aufladung notwendig, da beide Technologien die Luftmasse nach Beendigung des Ladungswechsels im Brennraum senken.

In den Untersuchungen von Knafl et. al. (MAN Diesel & Turbo SE) wurde, wie bereits erwähnt, ein MAN 18V48/60TS mit einer zweistufigen Turboaufladung ausgestattet [63]. Der Vergleich der darstellbaren Druckverhältnisse für ein- und zweistufige Aufladung zeigt die Grenzen der einstufigen - und die Vorteile der zweistufigen Aufladung. Mit zweistufiger Aufladung ist ein Druckverhältnis von 6, bei zugleich deutlich höherem Turboladerwirkungsgrad möglich. Im Teillastbereich zeigt die zweistufige Aufladung gegenüber der einstufigen Aufladung allerdings Nachteile. Deshalb wurde der Motor mit einem zusätzlichen Gebläse ausgestattet, das nur beim Motorstart und bei sehr geringen Motorlasten zum Einsatz kommt. Durch ein Wastegate über die Hochdruckstufe wird der maximale Ladedruck und damit der Zylinderspitzenruck begrenzt. Mit dieser Konfiguration konnte ein Wirkungsvorteil über den gesamten Lastbereich erreicht werden.

In [65] wurde simulativ ein Motorenkonzept mit zweistufiger Aufladung entwickelt, das die NO_x-Emissionen im Vergleich zur einstufig aufgeladenen Basisvariante um 50% senkt. Durch die zweistufige Aufladung konnte, bei gesteigertem Turboladerwirkungsgrad, der realisierbare Ladedruck von 4,32bar auf 6,38bar erhöht werden. Das Konzept sieht zudem einen Zylinderkopf mit drei etwas kleineren Einlassventilen und zwei Auslassventilen vor, da dadurch der Einlassventilhub reduziert werden konnte und somit eine weitere Steigerung des Verdichtungsverhältnisses (15,5:1 → 18,2:1) möglich ist. Außerdem wurde das

Schließen der Einlassventile von 5°KW nach UT auf 35°KW vor UT verlegt (Miller-Zyklus).

3.2 Optische Untersuchungen in einer Druckkammer

Die Untersuchung der Einspritzung in Druckkammern ist eine geeignete Methode, um die Ausbreitung der flüssigen – und je nach verwendeter Messtechnik auch die gasförmige Kraftstoffphase zu untersuchen. Eine Druckkammer kann mit Luft befüllt werden oder mit reinem Stickstoff, um die Entzündung des Kraftstoffs zu unterbinden. Druck und Temperatur des Gases in der Druckkammer werden so vorkonditioniert, dass sie den Bedingungen im realen Motor zum Einspritzbeginn entsprechen. Die Abmaße der Druckkammer entsprechen allerdings nicht denen des Motors, die Zylinderinnenströmung kann nicht abgebildet werden und es findet keine Kolbenbewegung statt, weshalb sich die thermodynamischen Bedingungen nicht wie im Motor ändern und die Interaktion zwischen Flamme und Kolbenmulde nicht untersucht werden kann. Im Bereich der KFZ- und NFZ-Motoren hat sich die Druckkammeruntersuchung als Entwicklungswerkzeug etabliert. Bei den mittelschnelllaufenden Motoren steigt die Anzahl der Publikationen in diesem Bereich in den letzten Jahren an, von einem Standardwerkzeug der Brennverfahrensentwicklung kann allerdings nicht gesprochen werden.

Umfangreiche Grundlagenuntersuchungen wurden an den Sandia National Laboratories durchgeführt. Dabei kamen Spritzlochdurchmesser von 100µm bis z.T. 498µm zum Einsatz. Somit sind gängige Spritzlochdurchmesser von PKW-, NFZ- und mittelschnelllaufenden Dieselmotoren abgebildet.

Intensive Untersuchungen der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase wurden in [66] durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen, dass die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase mit zunehmender Gasdichte und steigender Temperatur in der Druckkammer abnimmt. Der Einspritzdruck hat für Kammertemperaturen von 700K bis 1300K keinen Einfluss auf die maximale Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase, jedoch auf die Eindringgeschwindigkeit. Außerdem zeigt Siebers, dass mit steigendem Düsenlochdurchmesser die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase nahezu linear zunimmt. Unter Bedingungen, die der Einspritzung im mittelschnelllaufenden Dieselmotor entsprechen (Düsenlochdurchmesser = 498µm), wurden Eindringtiefen der Kraftstoffflüssigphase von 25mm – 90mm gemessen. Haupteinflussgrößen sind die

Gastemperatur und die Gasdichte in der Druckkammer. Die Kraftstofftemperatur hat lediglich bei einer Kammertemperatur von 700K einen relevanten Einfluss auf die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase. Außerdem zeigt Siebers, dass der Unterschied der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase mit Inertgas - (89,7% N₂, 6,5% CO₂ und 3,8% H₂O) bzw. Luftfüllung der Kammer lediglich bei geringen Gasdichten berücksichtigt werden muss.

Eine weitere an den Sandia National Laboratories durchgeführte Studie untersucht die Lift-Off-Länge in einer Druckkammer [67]. Die Untersuchungen zeigen, dass die Lift-Off-Länge mit zunehmender Kammertemperatur, höherer Gasdichte und geringerem Einspritzdruck abnimmt. Siebers und Higgins zeigen außerdem, dass die Lift-Off-Länge mit steigendem Düsenlochdurchmesser (untersucht von 100µm bis 363µm) zunimmt. Die Zunahme der Lift-Off-Länge ist verglichen mit der Zunahme der Eindringtiefe der Flüssigphase mit steigendem Düsenlochdurchmesser allerdings deutlich geringer. Bei Düsenlochdurchmessern unterhalb von 150µm wurden längere Lift-Off-Längen als Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase gemessen, wohingegen oberhalb von 150µm die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase länger ist als die Lift-Off-Länge und dieser Unterschied mit zunehmendem Düsenlochdurchmesser zunimmt.

Versuche, die speziell auf die Untersuchung der Einspritzung in mittelschnelllaufenden Dieselmotoren abzielen, wurden an einer Druckkammer der Universität Rostock durchgeführt.

In [68] untersuchen Fink et. al. das Einspritzverhalten eines schweröltauglichen Common-Rail Injektors mit acht Spritzlöchern mit Düsenlochdurchmessern von je 375µm. Mit zunehmender Gasdichte in der Druckkammer sinkt die Eindringtiefe der Flüssigphase. Die Eindringgeschwindigkeit der Kraftstoffflüssigphase nimmt dabei mit steigendem Raildruck zu. Messungen des Spraywinkels zeigten eine Zunahme mit steigender Gasdichte und eine Abnahme mit steigendem Raildruck. Außerdem untersuchen Fink et. al. die Interaktion des flüssigen Kraftstoffstrahls mit einer Brennraumwand im Abstand von 60mm und 80mm.

In einer weiteren Studie von Fink et. al. [69] wird der Unterschied zwischen Diesel, Schweröl und einer 18 prozentigen Kraftstoffwasseremulsion (KWE) bzgl. flüssiger Eindringtiefe, Spraykegelwinkel, Sauterdurchmesser und mittlerer Tropfengeschwindigkeit untersucht. Die verschiedenen Kraftstoffe zeigen keine wesentlichen Unterschiede in der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase. Beim Spraykegelwinkel zeigt Schweröl allerdings deutlich kleinere Werte als Diesel und KWE. Beim Sauterdurchmesser werden die größten Tropfen mit Schweröl, mittlere Tropfen mit KWE und die kleinsten Tropfen mit Diesel gemessen. Die gemessene Tropfengeschwindigkeit war für KWE am höchsten, für Schweröl etwas geringer

und mit Dieselkraftstoff war die Tropfengeschwindigkeit am niedrigsten. Außerdem zeigen Fink et. al. den Unterschied zwischen der flüssigen – und gasförmigen Eindringtiefe für 600bar, 1000bar und 1400bar. Die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase erreicht eine maximale Länge, die über die verbleibende Einspritzdauer nahezu konstant bleibt, während die gasförmige Eindringtiefe weiter zunimmt.

In [70] wurden ebenfalls Spraykegelwinkel und Sauterdurchmesser für ein Prüföl, 13- und 20-prozentige Kraftstoffwasseremulsionen und Schweröl untersucht. Allerdings sind hier zusätzlich die Tropfengrößenverteilungen angegeben. Es zeigt sich, dass Schweröl zwar viele kleine Tropfen bildet, die wenigen großen Tropfen sorgen allerdings für eine kleinere aktive Oberfläche und damit für eine schlechtere Verdampfung im Vergleich zu den anderen Kraftstoffen. Der Sauterdurchmesser ist für Schweröl am größten, mit abnehmendem Wassergehalt der KWE nimmt auch der Sauterdurchmesser ab und für das Prüföl wurden die geringsten Werte gemessen.

Weitere Literaturstellen, die die Untersuchung mariner Einspritzsysteme und -Kraftstoffe in Druckkammern zum Thema haben, aber hier nicht vorgestellt werden sind [71], [72], [73], [74], [75], [76]. Außerdem wurden von Masuda et. al. Messungen an einem Einhubtriebwerk (Bohrung=100mm, Hub=120mm) mit Düsenlochdurchmessern von 310 μ m und 500 μ m durchgeführt [77].

3.3 Optische Untersuchungen am optisch zugänglichen Motor

Trotz intensiver Literaturrecherche sind nur wenige Veröffentlichungen bekannt, in denen die dieselmotorische Verbrennung eines mittelschnelllaufenden Motors mit optischen Mitteln analysiert wurde. Außerdem wurden bisher, soweit bekannt, keine Untersuchungen an Mittelschnellläufern mit Zylinderbohrungen größer als 200mm veröffentlicht. Die vorliegende Arbeit zeigt somit Messergebnisse einer Motorenkategorie (Bohrung=320mm, Hub=440mm, zentrale Injektorlage), die bisher optisch noch nicht untersucht wurde. Gründe hierfür sind die prinzipiell sehr geringe Anzahl an mittelschnelllaufenden Forschungsmotoren und die damit verbundene begrenzte Verfügbarkeit. Außerdem sind optische Untersuchungen dieser Motoren technisch sehr anspruchsvoll und der Testbetrieb ist teuer.

Bereits im Jahr 1993 veröffentlichten Xiangyi und Feng Aufnahmen nach der Schlieren Messtechnik aus einem 2-Takt Dieselmotor mit zentraler Injektorlage und einer Bohrung von 150mm [78]. Die Eindringtiefe- und die Eindringgeschwindigkeit der Kraftstoffflüssigphase wurden für drei verschiedene Injektoren vermessen. Außerdem konnten durch die Schlieren-Messtechnik Bereiche mit hohem und geringem Luft-Kraftstoff-Verhältnis dargestellt werden.

Messungen von Fink et. al. [79] und Buchholz et. al. [70] zeigen an einem optisch zugänglichen schweröltauglichen Einzylinder-Versuchsmotor mit einer Bohrung von 160mm und einem Hub von 240mm den zeitlichen Verlauf der Flammentemperatur und der Rußkonzentration im Brennraum. In [79] zeigt eine Erhöhung des Einspritzdrucks von 600bar auf 1200bar eine frühere Temperaturentwicklung mit höherer maximaler Brennraumtemperatur. Die Rußkonzentration steigt mit gesteigertem Einspritzdruck zuerst stärker an und erreicht ein höheres Maximum, allerdings ist die Rußoxidation deutlich ausgeprägter, so dass am Ende der Rußoxidation mit höherem Einspritzdruck eine deutlich geringere Konzentration vorliegt. In [70] wird zusätzlich zur Einspritzdruckerhöhung eine Ladedruckerhöhung untersucht. Mit höherem Ladedruck steigt die Rußkonzentration schneller an und erreicht einen höheren Maximalwert. Die Rußoxidation ist allerdings stärker, so dass nach Einfrieren der Rußoxidation eine geringere Rußkonzentration vorhanden ist. Von ausgewählten Betriebspunkten wurde zudem eine Analyse der Partikelgrößenverteilung des Rußes im Abgasstrang durchgeführt. Mit höherem Ladedruck sind viele sehr kleine- und wenige große Partikel vorhanden, während mit gesteigertem Einspritzdruck die Größenverteilung in etwa unverändert bleibt und nur die Partikelanzahl reduziert wird. Des Weiteren untersuchen Buchholz et. al. den Einfluss einer Vor- und einer Nacheinspritzung auf die Flammentemperatur und die Rußkonzentration. Durch die Einbringung einer Voreinspritzung bei 20°KW vor OT sinkt der Zündverzögerung, was zu einem früheren Anstieg der lokalen Brennraumtemperatur führt. Das Temperaturniveau während der Verbrennung ist allerdings in etwa gleich. Eine Voreinspritzung 60 °KW vor OT hat nahezu kein Einfluss auf die Flammentemperatur. Die Rußkonzentration steigt mit der Voreinspritzung bei 20°KW vor OT deutlich früher an und nimmt anschließend langsamer ab. Die Voreinspritzung bei 60°KW vor OT zeigt einen sehr ähnlichen Rußkonzentrationsanstieg wie ohne Voreinspritzung, allerdings nimmt die Rußkonzentration deutlich schneller wieder ab und verharrt letztendlich auf einem geringeren Niveau. Durch eine Nacheinspritzung 4°KW nach Beendigung der Haupteinspritzung nehmen Flammentemperatur und Rußkonzentration erst einmal zu, bevor beide am Ende der Verbrennung ein nahezu gleiches Niveau erreichen wie ohne Nacheinspritzung.

Untersuchungen der flüssigen Kraftstoffphase wurden an einem optisch zugänglichen Einzylinder-Versuchsmotor der Helsinki University of Technology (dem so genannten EVE Motor – Extreme Value Engine), der auf einem Wärtsilä W20 basiert, durchgeführt [80]. Der Kraftstoffstrahl wurde mit einem Laserlichtschnitt beleuchtet und das gestreute Licht im 90° Winkel dazu von einer Kamera aufgenommen. Die zeitliche Entwicklung der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase wurde aufgetragen und mit Berechnungsmethoden nach Hiroyasu und Dent verglichen. Eine sehr gute Übereinstimmung mit dem Modell von Dent konnte aufgezeigt werden. Durch den Einsatz eines Doppelpuls PIV-Lasers und einer PIV-Kamera konnte ein Geschwindigkeitsfeld im Schnitt durch den Kraftstoffstrahl berechnet werden. Der Kraftstoffstrahl tritt mit einer Geschwindigkeit von bis zu 125m/s aus der Düse aus und wird mit zunehmender Eindringung in den Brennraum abgebremst. In [81] wurden Messdaten der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase des EVE mit den Daten einer CFD-Simulation verglichen. Durch Anpassungen der Einspritzbedingungen konnte die berechnete Eindringtiefe an die gemessene Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase angepasst werden.

Im Bereich der langsamlaufenden 2-Takt-Dieselmotoren mit seitlicher Kraftstoffeinspritzung wurden ebenfalls Studien veröffentlicht, in denen das Brennverfahren durch optische Messtechniken analysiert wurde [82], [71], [83], [84]. Allerdings unterscheidet sich dieses Brennverfahren sehr stark von dem eines mittelschnelllaufenden 4-Takt-Motors mit zentraler Injektorlage. Deshalb wird hier lediglich auf die Literatur verwiesen.

4 Analysemethoden

Im Rahmen dieses Kapitels werden die Methoden vorgestellt, die zur Analyse der Teilprozesse der Verbrennung im mittelschnelllaufenden Dieselmotor eingesetzt wurden. Zuerst werden die verwendeten Messtechniken vorgestellt und anschließend das eingesetzte 3D-CFD-Modell. Da die Messtechniken angewendet und nicht grundlegend weiterentwickelt wurden, wird in diesem Kapitel lediglich das Funktionsprinzip beschrieben. Für eine detaillierte Studie ist an entsprechender Stelle auf Fachliteratur verwiesen. Das Simulationsmodell kommt seit mehreren Jahren zum Einsatz und wurde für die Anwendung an mittelschnelllaufenden Dieselmotoren angepasst. Auf die Darstellung dieser Validierungsarbeit wird hier verzichtet. Stattdessen wird auf Literaturstellen verwiesen, die diesen Prozess darstellen.

4.1 Particle-Image-Velocimetry

Durch den Einsatz der planaren Particle-Image-Velocimetry (PIV) ist es möglich, zweidimensionale Geschwindigkeitsfelder darzustellen. In der Regel werden der Strömung Tracerpartikel beigemischt, die durch einen Lichtschnitt zweimal kurz hintereinander beleuchtet werden. Das gestreute Licht der Laserpulse wird durch eine im 90° Winkel zur Messebene stehende Kamera in kurz aufeinander folgenden Aufnahmen gespeichert. Abbildung 17 zeigt die typische Messanordnung der Particle-Image-Velocimetry. Über die Bewegung der Partikel zwischen den Aufnahmen und dem Zeitabstand kann die Partikelgeschwindigkeit berechnet werden. Zur Bestimmung der Partikelbewegung werden die Einzelaufnahmen in kleine Bereiche (die so genannten Interrogation-Areas bzw. Korrelationsfenstern) zerlegt, für die je eine mittlere Verschiebung bestimmt wird. Die Bestimmung der Partikelverschiebung erfolgt durch die Kreuzkorrelation.

$$R(i, j) = \sum_{m=M}^{(M+K-1)} \sum_{n=N}^{(N+L-1)} f(m, n) * g(m + i, n + j) \quad (15)$$

Die Graustufenverteilung der Interrogation-Areas des 1. Bildes $f(m, n)$ und die des 2. Bildes $g(m, n)$ werden für Verschiebungen „i“ in m-Richtung und „j“ in n-Richtung multipliziert und in n- und m-Richtung aufsummiert. Der größte Summenwert $R(i, j)$ gibt dabei die wahrscheinlichste Partikelverschiebung für die Interrogation-Area an.

Eine detaillierte Beschreibung der Berechnungsalgorithmen kann z.B. in [85], [86], [87], [88] nachgeschlagen werden.

In dieser Arbeit wurde eine Interrogation-Area Größe von 32x32 Pixel- und eine Überlappung der Interrogation-Areas von 25% gewählt. Der Blasprüfstand wurde stationär durchströmt, aufgrund der schwankenden Partikelverteilung wurde jedoch zur repräsentativen Darstellung der Strömung ein Mittelwert aus 200 Aufnahmen berechnet.

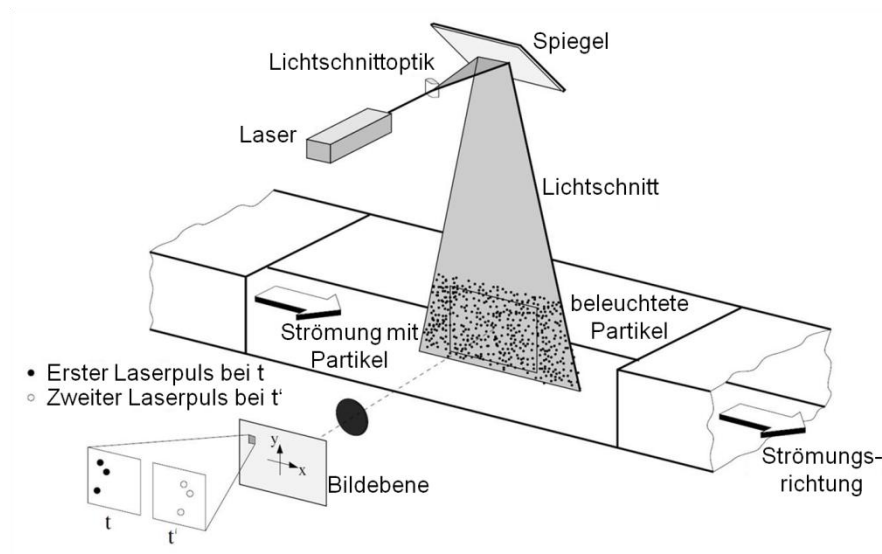


Abbildung 17: Typische Anordnung der Particle-Image-Velocimetry [85]

4.2 Mie-Streulichtmesstechnik

Die Lichtstreuung an Teilchen oder Tröpfchen, deren Durchmesser deutlich größer ist als die Wellenlänge des einstrahlenden Lichts, wird durch die Theorie nach Gustav Mie beschrieben [89]. Es handelt sich dabei um einen elastischen Streuvorgang, d.h. es findet kein Energieaustausch und somit keine Frequenzverschiebung statt [90]. Auf eine detaillierte Behandlung der physikalischen Grundlagen wird an dieser Stelle verzichtet, es sei auf entsprechende Literaturstellen verwiesen, z.B. [89], [90], [91], [92]. Dieses Verhalten kann zur Visualisierung des flüssigen Kraftstoffstrahls im Brennraum eines Dieselmotors

genutzt werden. Die Beleuchtung kann durch z.B. Blitzlampen, Kaltlichtquellen, Dauerstrich- oder Puls laser erfolgen. Über eine Lichtschnittoptik ist es möglich, einen bestimmten Bereich des Kraftstoffsprays zu beleuchten, während der Einsatz einer Streulinse zu einer globalen Beleuchtung des flüssigen Kraftstoffs führt.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Beleuchtung über einen Nd:YAG Puls laser und eine Streulinse realisiert. Das gestreute Licht wird über ein im 5° Winkel zur Beleuchtungsrichtung installiertes Endoskop aus dem Brennraum geführt, über einen 532nm Bandpassfilter geleitet und mit einer CCD-Kamera aufgenommen (siehe Kapitel 5.1.2). Durch diesen Aufbau wird die starke Streuintensität entgegen der Beleuchtungsrichtung genutzt [91].

4.3 Flammenvisualisierung

Bei der Verbrennung im Verbrennungsmotor wird eine Vielzahl unterschiedlicher Wellenlängen emittiert (Abbildung 18). Grundsätzlich kann eine Einteilung in Ultraviolettstrahlung (100nm bis 380nm), sichtbare Strahlung (380nm bis 780nm) und Infrarotstrahlung (780nm bis 1mm) vorgenommen werden. Außerdem kann zwischen Bandenstrahlern oder Chemilumineszenzstrahlern und Festkörperstrahlung unterschieden werden. Während Bandenstrahler in einem charakteristischen Wellenlängenbereich emittieren, handelt es sich bei der Festkörperstrahlung um eine breitbandige Strahlung. Im Dieselmotor tritt Festkörperstrahlung in Form von Rußstrahlung auf, die eine deutlich höhere Intensität aufweist als Bandenstrahler [93]. Bei der Flammenvisualisierung wird diese Eigenschaft der dieselmotorischen Verbrennung genutzt, um über High-Speed-Kameras das sichtbare Licht im Bereich von 400nm bis 900nm aufzunehmen. Insbesondere während der Zündung und der vorgemischten Verbrennung entsteht charakteristische Bandenstrahlung (z.B. HCHO und OH), die allerdings außerhalb des Detektionsbereichs bzw. unterhalb der Detektionsgrenze der Kamera liegt. Sobald die Rußbildung einsetzt, kommt es zum Rußeigenleuchten, dessen Emissionsintensität eine Funktion von Partikelanzahl, Partikelgröße und Partikeltemperatur ist [42], [94]. Bei den vorgestellten Ergebnissen in Kapitel 6 wurde die Brennraumstrahlung über Endoskope mit einer CMOS-Kamera aufgenommen. Eine Intensivierung oder Filterung der Verbrennungsstrahlung wurde nicht vorgenommen.

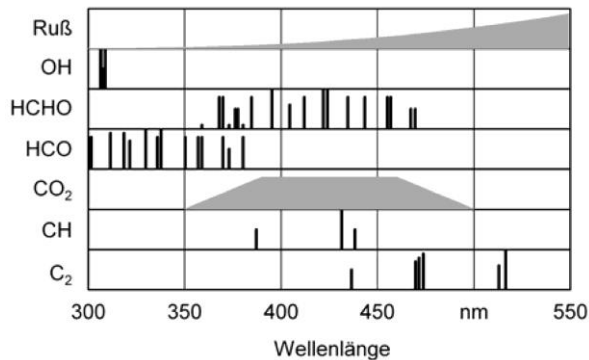


Abbildung 18: Emissionswellenlängen von Reaktionsspezies [93]

4.4 Zwei-Farben-Methode

Bei der Zwei-Farben-Methode (auch Verhältnis-Strahlungsthermometer genannt) handelt es sich um eine pyrometrische Messtechnik zur Bestimmung der Rußteilchentemperatur und der Rußkonzentration im Brennraum. Die Berechnung der Temperaturverläufe basiert auf dem Plank'schen Strahlungsgesetz, das die spektrale Strahldichte in Abhängigkeit der Temperatur beschreibt. Für die erweiterte Zwei-Farben-Methode werden drei unterschiedliche Wellenlängen gemessen (hier 600nm, 750nm und 900nm) [95], [96]. Damit ist es möglich, drei Verhältnisgleichungen aufzustellen und somit eine Aussage über die Genauigkeit des Verfahrens zu bekommen.

Die Temperaturbestimmung nach der Relativmethode wird aus dem Verhältnis der spektralen Strahldichten L_S (bestimmt über das Plank'sche Strahlungsgesetz) bei zwei verschiedenen Wellenlängen λ_1 und λ_2 bestimmt:

$$T = \frac{c_2 \left(\frac{1}{\lambda_2} - \frac{1}{\lambda_1} \right)}{\ln \left(\frac{L_S(\lambda_1) \lambda_1^5}{L_S(\lambda_2) \lambda_2^5} \right)} \quad (16)$$

Die Relativmethode beinhaltet folgende Vereinfachungen:

- Wellenlängenunabhängigkeit des Emissionsgrads, d.h. $\varepsilon(\lambda_1) = \varepsilon(\lambda_2)$
- Keine Absorption und Streuung der Strahlung an Rußteilchen

Diese Vereinfachungen führen zu einer zu hoch angenommenen Rußteilchentemperatur. Bei der Relativmethode handelt es sich jedoch um eine

gegenüber Störeinflüssen, wie der Rußablagerung auf dem Brennraumfenster unempfindliche Berechnungsmethode. Sie dient in dieser Arbeit als Kontrollgröße und als Starttemperatur zur iterativen Temperaturberechnung nach der Absolutmethode.

Eine genaue Berechnung der Rußteilchentemperatur ist über die Absolutmethode möglich. Da die Vorstellung des gesamten Rechenwegs den Umfang dieser Arbeit überschreiten würde, wird hier auf entsprechende Literatur verwiesen. Mayer gibt in [95] einen kompakten Überblick über die in dieser Arbeit verwendeten Algorithmen. Bernhard erläutert in [97] darüber hinaus gehende Grundlagen der optischen Temperaturbestimmung.

In Kombination mit dem modifizierten Gesetz für durchsichtige, absorbierende Medien nach Lambert-Beer kann die Rußkonzentration im Messvolumen berechnet werden. Für die Berechnung werden Literaturwerte für den Rußteilchendurchmesser und die Rußdichte verwendet. Da diese Größen während der Verbrennung nicht konstant sind und die Literaturwerte von den tatsächlichen Werten abweichen, ist hier mit einer Messunsicherheit der Rußkonzentration zu rechnen [95].

4.5 CFD-Simulation

Die Bestimmung einiger Messwerte wie beispielsweise die Verteilung der gasförmigen Kraftstoffphase im Brennraum zur Berechnung des lokalen Luft-Kraftstoff-Verhältnisses oder Reaktionszwischen- bzw. Reaktionsendprodukte ist sehr aufwändig und setzt eine starke Veränderung des Motors für die geforderte optische Zugänglichkeit voraus. Deshalb kommt zur Bestimmung dieser Größen ein KIVA3v-Release2 3D-CFD-Modell zum Einsatz. Zur Reduzierung des Rechenaufwands werden lediglich ein Teil der Kompression und die Verbrennungsphase berechnet. Als Startbedingungen kommen Rechenwerte aus der Druckverlaufsanalyse und Druckindizierdaten zum Einsatz. Die Einspritzrate wird über ein (MAN Diesel & Turbo SE internes) eindimensionales Modell berechnet, das auf die gemessenen Größen Nadelhub und Einspritzdruck am Haltekörper des Injektors zurückgreift. Zur weiteren Minimierung des Rechenaufwands werden nicht alle Einspritzlöcher berechnet, sondern es wird lediglich ein Sektornetz zur Berechnung eines Einspritzstrahls verwendet (Abbildung 19).

Grundlegende Informationen zu den verwendeten Gleichungen in KIVA3v-Release 2 können in [98], [99], [100] nachgeschlagen werden. Weitere Informationen zu den

verwendeten Methoden und Modellen beschreiben beispielsweise Stiesch in [101] oder Baumgarten in [16].

Die wichtigsten verwendeten Modelle sind:

- Modifiziertes k - ϵ -Modell [102]
- Blob Primärzerfallsmodell [103]
- Kombiniertes Kelvin-Helmholtz- und Rayleigh-Taylor-Sekundärzerfallsmodell [104]
- Verdampfungsmodell nach Spalding [105], [106]
- Shell-Zündmodell [107]
- Characteristic-Timescale-Combustion (CTC) Modell [108]
- Rußmodell [109]
- Erweitertes Zeldovich- NO_x -Modell [110]

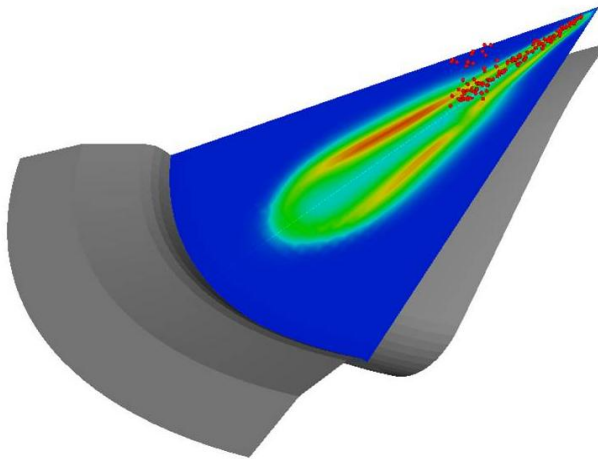


Abbildung 19: Sektorberechnung eines Einspritzstrahls

Die Validierung des Simulationsmodells wurde mit thermodynamischen Motordaten (Zylinderdruck und Brennverlauf), gemessenen Abgasemissionen (Ruß und NO_x) und durch den Abgleich mit optischen Messdaten (Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase und Verteilung des Rußleuchtens) durchgeführt [26], [111], [112], [113].

5 Versuchsaufbau

In diesem Kapitel werden die verwendeten Versuchsträger und die Applikation der Messtechnik vorgestellt. Grundsätzlich kamen zwei Prüfstände zum Einsatz. Zum einen der 32/44CR-Einzylinder-Versuchsmotor und zum anderen ein Blasprüfstand zur Untersuchung der Zylinderinnenströmung. Der Einzylinder-Versuchsmotor, die Modifikationen durch die optischen Zugänge und die verwendete Messtechnik zur Untersuchung von Einspritzung, Verbrennung und Emissionsbildung werden in Kapitel 5.1 vorgestellt. Die Zylinderinnenströmung wurde mittels Flügelradmesstechnik und PIV-Messtechnik untersucht. Dafür kamen unterschiedliche Blasprüfstände zum Einsatz. Der Aufbau dieser Versuchsträger und die für die Messungen notwendige Messtechnik werden in Kapitel 5.2 erläutert.

5.1 32/44CR Einzylindermotor

Die Motorversuche wurden an einem Einzylinder-Forschungsmotor durchgeführt, der einem MAN 32/44CR Dieselmotor entspricht (Abbildung 20). Das Versuchsaggregat verfügt über ein Common-Rail System, eine Kraftstoffkonditionierungseinrichtung sowie die Möglichkeit, Ladedruck, Abgasgegendruck, Einspritzdruck, Abgasrückführtrate (AGR) und den Einspritzzeitpunkt unabhängig voneinander einzustellen. Tabelle 3 zeigt die Kenngrößen des Einzylindermotors. Prinzipiell ist es möglich, den Motor mit Schweröl (Heavy Fuel Oil), Marine Gas Oil (MGO) oder Kraftstoffwasseremulsionen zu betreiben. Aufgrund der starken Verschmutzung der optischen Zugänge mit Schweröl wurden im Rahmen dieser Arbeit MGO und so genannter „Schweden-Diesel“ (siehe Kapitel 5.1.1) verwendet.

Bohrung [mm]	320
Hub [mm]	440
Zylinderhubvolumen [dm ³]	35,39
Verdichtungsverhältnis [-]	16,2:1
Nenn Drehzahl [1/min]	750
Effektiver Mitteldruck [bar]	25,3
Leistung pro Zylinder [kW]	560

Tabelle 3: Kenngrößen des MAN 32/44CR Einzylindermotors

Weitere Details zum MAN 32/44CR Serienmotor können in [114] und [115] nachgeschlagen werden.

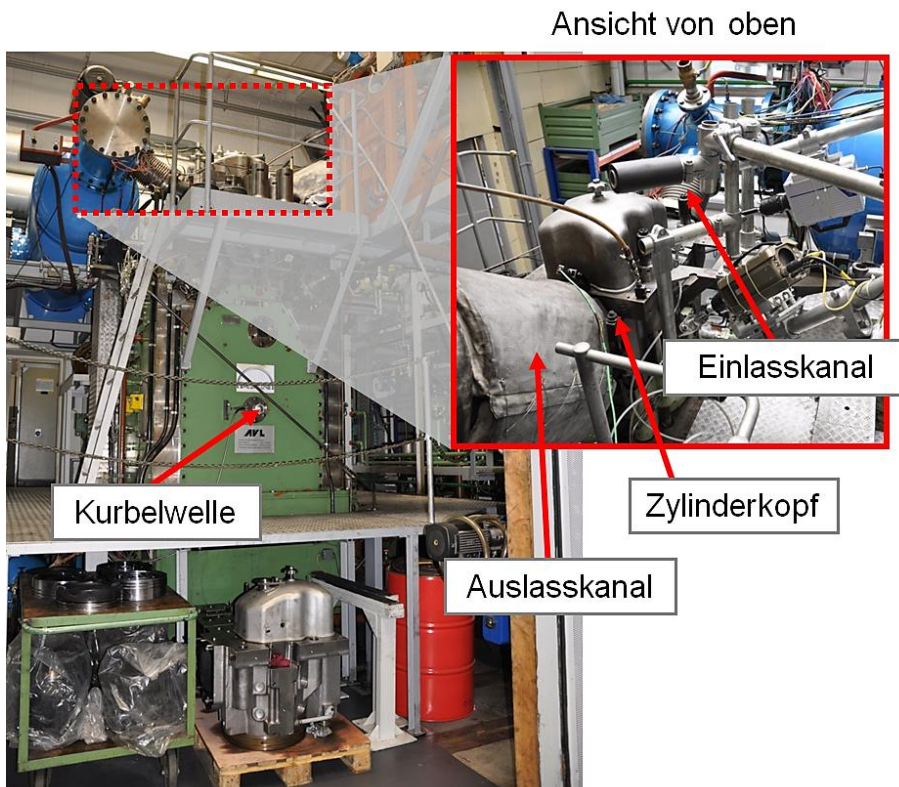


Abbildung 20: MAN 32/44CR Einzylindermotor

Die Untersuchungen wurden ausgehend von einem 25% Lastpunkt (25% der Maximallast entspricht einem Drehmoment von 1350Nm) und einem 75% Lastpunkt durchgeführt, da diese Betriebspunkte thermodynamisch sehr gut bekannt sind [111]. Die Untersuchungen wurden jeweils bei einer Generator Drehzahl von 750 1/min durchgeführt. Die übliche Bezeichnung eines 25% Lastpunkts bei Generator Drehzahl lautet G25. Für den G25- und den G75-Betriebspunkt sind jeweils Standardmesspunkte definiert, von denen ausgehend Parametervariationen durchgeführt wurden. Tabelle 4 zeigt diese Standardbetriebspunkte. Im Kapitel 6 „Versuchsergebnisse“ werden der Betriebspunkt und die Änderungen zu diesem Standardpunkt angegeben.

	Betriebspunkt 1	Betriebspunkt 2	Betriebspunkt 3
Motorlast [%]	25	75	25
Drehzahl [1/min]	750	750	750
Einspritzzeitpunkt [°KW]	4 vor OT	2 vor OT	4 vor OT
Raildruck [bar]	1700	1500	1430
Max. Einspritzdruck [bar]	1180	1650	1050
Drallzahl [-]	0,4	0,4	0,4
Ladedruck [bar]	2,1	4,3	2,1
Gegendruck [bar]	1,05	1,6	1,9
Kraftstoff	MGO	MGO	MGO
Kolbenform	B	B	B

Tabelle 4: Standardbetriebspunkte

5.1.1 Motorkomponenten

Die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Motorkomponenten (Einspritzsystem, Düsen, Kolben) sowie die verwendeten Kraftstoffe werden folgend vorgestellt.

Einspritzsystem

Der MAN 32/44CR Motor verfügt über ein Common-Rail Einspritzsystem (Abbildung 21). Die Hochdruckpumpe verdichtet den Kraftstoff auf den geforderten Druck, das Rail dient als Druckspeicher und ermöglicht somit einen von der Pumpendrehzahl entkoppelten Einspritzdruck [116]. Der Raildruck und der anstehende Druck am Injektor-Haltekörper (Einspritzdruck) werden kurbelwinkelgenau aufgezeichnet.

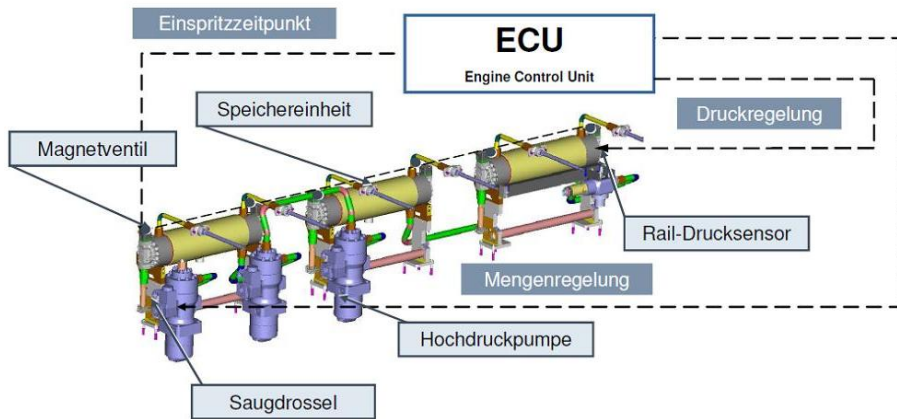


Abbildung 21: MAN 32/44 Common-Rail System [114]

Durch ein Magnetventil wird der Injektor (Abbildung 22) angesteuert und somit die Einspritzung initiiert. Eine am Injektor installierte Nadelhub-Messstelle zeichnet die Bewegung der Düsennadel auf. In Abbildung 40 im Kapitel 6.2.1 ist der zeitliche Verlauf der Injektorbestromung und des Düsennadelhubs dargestellt. Das Öffnungs- und Schließverhalten eines Injektors für mittelschnelllaufende Dieselmotoren wurde in [7], [8] und [70] genauer untersucht. Unter anderem zeigt ein Injektor für Mittelschnellläufer eine um ca. drei Mal höhere Öffnungsverzugszeit verglichen mit einem PKW-Injektor. Durch den Einsatz eines Piezo-Injektors könnte dieses Verhalten deutlich verbessert werden. Im Bereich der Großmotoren werden allerdings weiterhin Magnet-Injektoren verwendet. Für die Steuerung großer Kraftstoffmengen sind große Hübe notwendig, die beim Piezo-Injektor nur mit sehr großen Stacks erreicht werden können, die teuer und thermisch instabil sind [117].

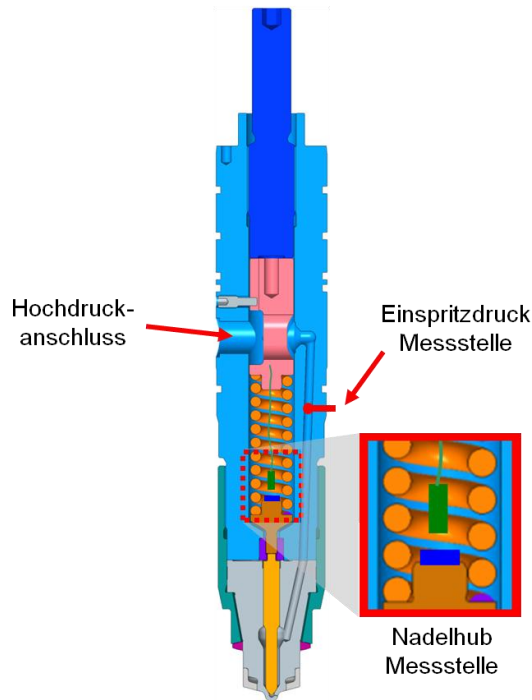


Abbildung 22: MAN 32/44CR Injektor

Düsen

Im Rahmen der Untersuchungen wurden verschiedene Düsen eingesetzt. Einerseits wurden verschiedene Düsenparameter variiert, wie beispielsweise der Düsenlochdurchmesser oder der Spritzwinkel, andererseits wurden spezielle Düsen für den Einsatz der optischen Messtechniken gefertigt. Abbildung 23 zeigt das Spritzbild einer unveränderten 10-Loch-Düse (Düsenlochdurchmesser = $430\mu\text{m}$; Spritzwinkel = 76°) und das einer speziell für die optischen Untersuchungen gefertigten 6-Loch-Düse. Bei der 6-Loch-Düse handelt es sich um eine 13-Loch-Düse, bei deren Herstellung 7 Spritzlöcher nicht gefertigt wurden. Somit ist es möglich, von beiden optischen Zugängen (siehe Kapitel 5.1.2) den gleichen Kraftstoffstrahl frei einzusehen, während mit der 10-Loch-Düse lediglich Zugang 3 verwendet werden kann. Bei Verwendung einer für die optischen Untersuchungen hergestellten 6-Loch-Düse werden die Einstellungen der Standardlastpunkte G25 und G75 verwendet, die tatsächliche Motorlast beträgt dann aufgrund der geringeren Spritzlochzahl in etwa die Hälfte (53% des Standardlastpunkts).

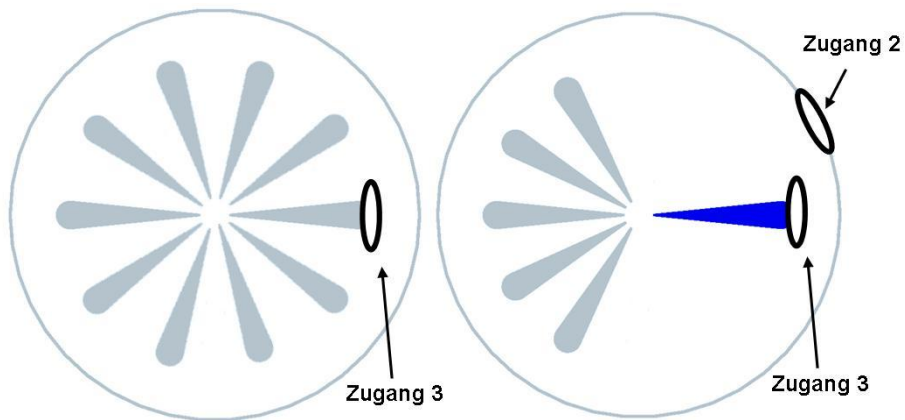


Abbildung 23: Standarddüse (links) und die für optische Untersuchungen modifizierte Düse (rechts)

Die Düsen 1 und 2 sind jedoch nicht wie in Abbildung 23 (rechts) dargestellt gefertigt, sondern in einer um 90° gegen den Uhrzeigersinn gedrehten Position. Dies ermöglicht es, von Zugang 2 seitlich im 90° Winkel auf den Kraftstoffspray bzw. die Flamme zu sehen. Tabelle 5 gibt einen Überblick über die im Rahmen der Untersuchungen eingesetzten Düsen. Neben dem Betriebspunkt wird im Ergebniskapitel jeweils auch die verwendete Düse angegeben.

	Düsenlochanzahl [-]	Spritzlochdurchmesser [μm]	Einspritzwinkel [$^\circ$]
Düse 1	6	470	76
Düse 2	6	470	78
Düse 3	10	430	76
Düse 4	6	470	75
Düse 5	6	390	75

Tabelle 5: Verwendete Düsen (6-Loch-Düsen wurden speziell für optische Untersuchungen gefertigt)

Kolben

Beim Kolben des 32/44CR handelt es sich um einen Stahlkolben mit zwei Kompressionsringen (Abbildung 24). Im Gegensatz zu PKW- oder NFZ-Kolben wird bei Mittelschnellläufern die Kolbenkrone separat vom restlichen Kolben gefertigt. Während den Untersuchungen wurden zwei verschiedene Kolbenkronen

mit unterschiedlichen Kolbenmuldenformen eingesetzt. Kolbenkronen A hat eine flache, breite Kolbenmulde, wohingegen Kolbenkronen B eine doppelstufige, tiefe Kolbenmulde besitzt. An beiden Kolbenkronen wurden Veränderungen vorgenommen, um die optische Zugänglichkeit zu ermöglichen. An Kolbenkronen A wurden zwei Aussparungen vorgenommen, während bei den Messungen mit Kolbenkronen B auf einen optischen Zugang verzichtet wurde.

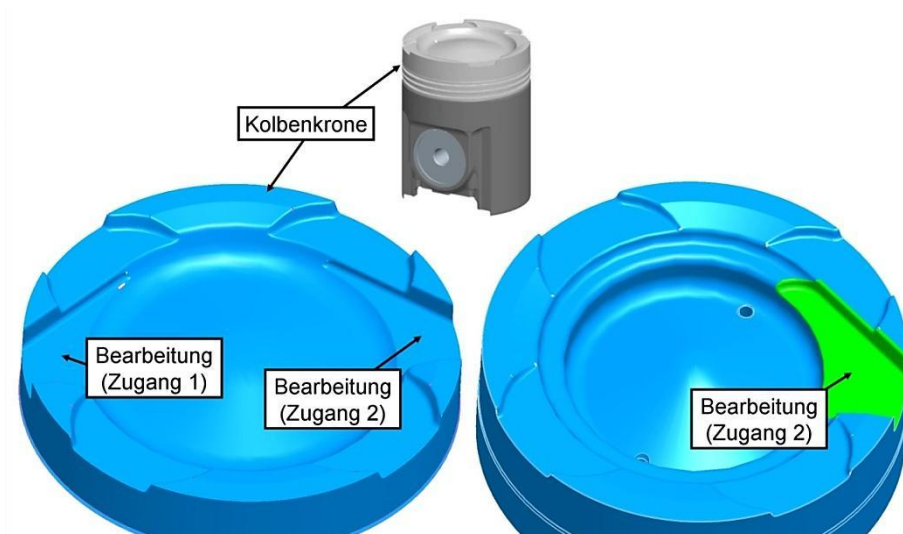


Abbildung 24: Kolbenkronen A (links) und Kolbenkronen B (rechts)

Kraftstoffe

Während den Versuchen wurden im Wesentlichen die Kraftstoffe Marine Gas Oil (MGO) und der GtL-Kraftstoff Schweden-Diesel verwendet (Eigenschaften siehe Tabelle 6). Beim MGO handelt es sich um einen standardmäßig in Großdieselmotoren verwendeten Kraftstoff. Insbesondere in den ECAs kommt dieser Kraftstoff zum Einsatz, da der maximale Schwefelgehalt hier auf 1% limitiert ist. Beim Schweden-Diesel handelt es sich um einen speziell für die optischen Messungen bezogenen Kraftstoff, da dieser aromatenfrei ist und somit eine geringe Rußneigung hat [118]. Erste Messungen haben allerdings gezeigt, dass die optischen Zugänge am Versuchsmotor nicht länger genutzt werden konnten als mit MGO. Deshalb wurde auf den weiteren Einsatz von Schweden-Diesel verzichtet.

Neben MGO und Schweden-Diesel wurden Messungen mit Marine Diesel Oil (MDO) und einer 20 prozentigen Kraftstoffwasseremulsion (KWE) durchgeführt. Mit MDO kam es aufgrund der starken Rußneigung sehr schnell zu einer Verdunkelung der optischen Fenster. Mit der KWE wurden deutlich längere Eindringtiefen der Kraftstoffflüssigphase gemessen als mit MGO oder Schweden-Diesel. Eine detaillierte Darstellung dieser Ergebnisse wird in dieser Arbeit jedoch nicht vorgenommen.

	MGO	Schweden-Diesel
Aussehen	klar	braun
Dichte bei 15°C [kg/m ³]	890	814
Viskosität bei 40°C [mm ² /s]	min. 1,4; max. 6,0	1,8
Heizwert [kJ/kg]	42.543	43.318
Schwefelgehalt [Massen-%]	max. 1,0	< 0,1

Tabelle 6: Verwendete Kraftstoffe

5.1.2 Adaption der optischen Messtechnik

Zur Untersuchung der Abläufe im Brennraum wurden drei optische Zugänge realisiert. Zugang 1 und 2 konnten durch bereits im Zylinderkopf vorhandene Öffnungen und Modifikationen am Kolben (siehe Kapitel 5.1.1) realisiert werden. Diese Zugänge befinden sich am Brennraumrand in der Nähe der Zylinderlaufbuchse (Abbildung 25). Aufgrund der ähnlichen Anordnung dieser Zugänge wurde bei den Messungen mit Kolbenform B auf den Zugang Nr. 1 verzichtet, um die Kolbenmodifikationen so gering wie möglich zu halten. Auch die vorgestellten Ergebnisse mit Kolbenform A wurden nicht durch Zugang Nr. 1 aufgenommen, weshalb hier auf eine genauere Beschreibung verzichtet wird. Um Zugang Nr. 3 umsetzen zu können, war es notwendig, einen speziell für die optischen Messungen konstruierten Zylinderkopf zu gießen. Durch das Entfernen eines Auslasskanal-Gusskerns während des Gießprozesses konnte im Zylinderkopf Platz zur Aufnahme eines Einsatzes geschaffen werden. Dieser Einsatz bietet Platz für ein Endoskop und eine Beleuchtungseinheit.

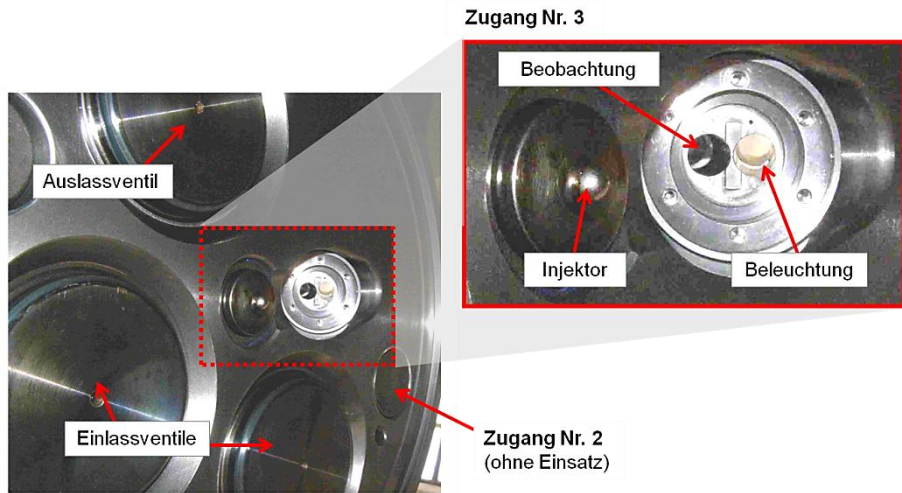


Abbildung 25: Für optische Messungen modifizierter Zylinderkopf

Für eine genaue räumliche Zuordnung der Messaufnahmen im Brennraum, wurden Aufnahmen mit einer Brennraumskalierung durchgeführt (Abbildung 26). Die Skalierung befindet sich für beide Zugänge exakt auf der Spraymittelachse des separierten Kraftstoffstrahls. Damit sind eine genaue Bestimmung der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase sowie die genaue örtliche Zuordnung des Flammeneigenleuchtens möglich.

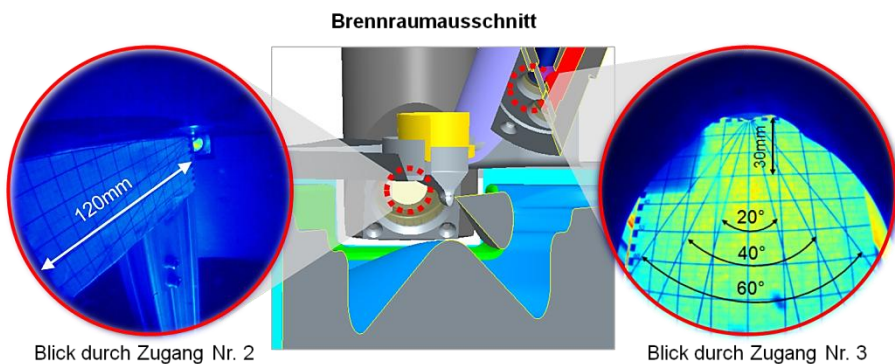


Abbildung 26: Blick durch die optischen Zugänge Nr. 2 und Nr. 3

Einspritzstrahlvisualisierung

Zur Realisierung der Einspritzstrahlvisualisierung über die globale Mie-Streulichttechnik wurde Zugang 3 verwendet. Abbildung 25 zeigt die Anordnung von Beobachtungs- bzw. Beleuchtungszugang und Abbildung 27 zeigt die Applikation von Strahlführungsarm und Kamera am Motor. Zur Beleuchtung kam ein auf 532nm frequenzverdoppelter Nd:YAG-Pulslaser [119] zum Einsatz, der über einen Strahlführungsarm und eine Streulinse in den Brennraum eingekoppelt wurde. Als Kamera wurde eine CCD-Kamera mit starker Empfindlichkeit bei 532nm verwendet [120]. Vor der Kamera wurde ein 532nm Bandpassfilter installiert, um die Verbrennungsstrahlung herauszufiltern. Diese Kombination ermöglicht die Aufnahme des flüssigen Kraftstoffstrahls vor- und nach Einsetzen der Verbrennung. Über Zugang 2 wurde zusätzlich simultan das Flammeneigenleuchten des separierten Kraftstoffstrahls aufgenommen.

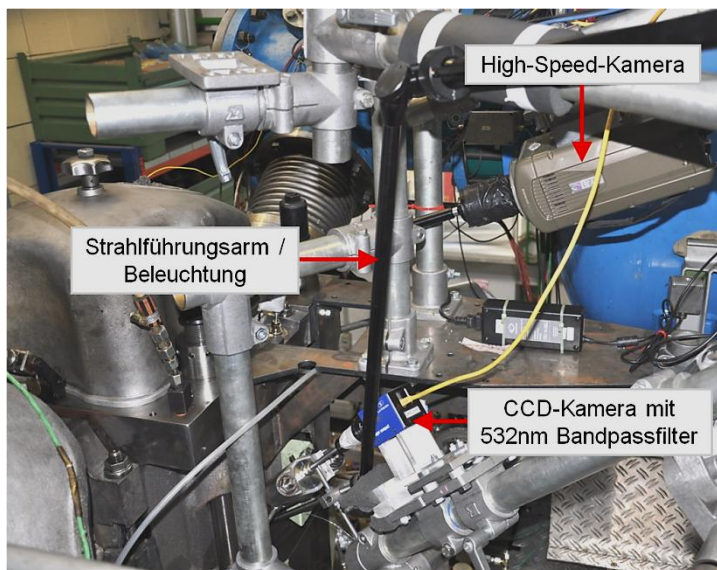


Abbildung 27: Aufbau zur Realisierung der Mie-Streulichtmessungen

High-Speed Flammenleuchten

Zur Aufnahme des Flammeneigenleuchtens wurden zwei High-Speed-Kameras an den Zugängen 2 und 3 angebracht. Die Verbrennungsstrahlung wurde ungefiltert auf die Sensoren der Kameras geleitet, die eine starke Lichtempfindlichkeit im Bereich

von 400nm bis 900nm aufweisen [121], [122]. Aus diesem Grund können die im UV-Bereich liegenden charakteristischen Chemilumineszenzstrahler für Zündung und vorgemischte Verbrennung nicht detektiert werden. Aufgezeichnet wird hauptsächlich die im Dieselmotor dominante Festkörperstrahlung der Rußpartikel. Die High-Speed-Kameras werden zentral über das gleiche Triggersignal angesteuert, um die Synchronität der Aufnahmen zu garantieren.

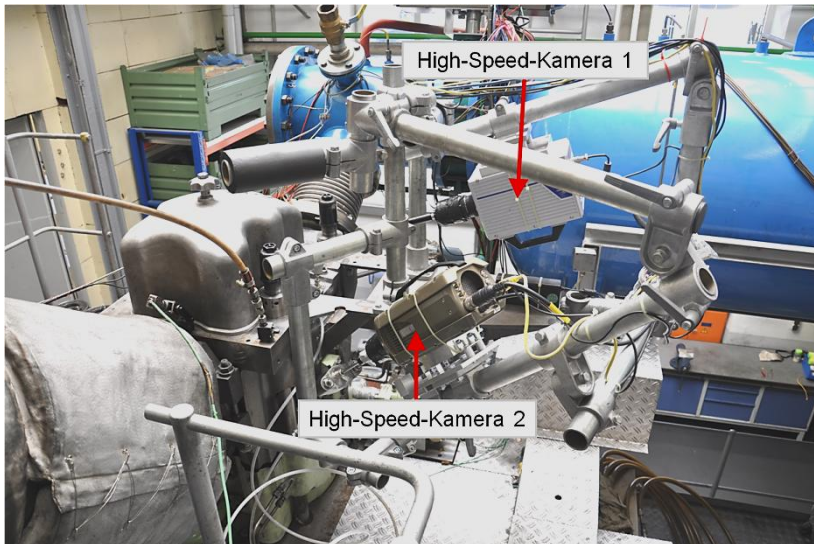


Abbildung 28: Applikation von zwei High-Speed-Kameras am Versuchsmotor

Zwei-Farben-Methode

Die Zwei-Farben-Methode wurde über Zugang 3 realisiert (Abbildung 29). Dafür musste ein neuer Einsatz gefertigt werden, der aus Quarzgläsern zur Abschirmung zum Brennraum und Lichtleitern zur Weiterleitung der Brennraumstrahlung zum Photodiodenmodul besteht (Abbildung 30). Insgesamt wurden so fünf mögliche Messvolumina erzeugt, von denen jeweils zwei gleichzeitig verwendet wurden. Jeder Lichtleiter (bestehend aus 30 Einzellichtleitern) wird auf drei Lichtleiter (bestehend aus 10 Einzellichtleiter) vor dem Photodiodenmodul aufgeteilt und über Bandpassfilter der Wellenlängen 600nm, 750nm und 900nm geleitet. Somit werden durch die Indizierung der Ausgänge des Photodiodenmoduls für jedes Messvolumen drei Wellenlängen der Brennraumstrahlung an drei unterschiedlichen Photodioden aufgezeichnet.

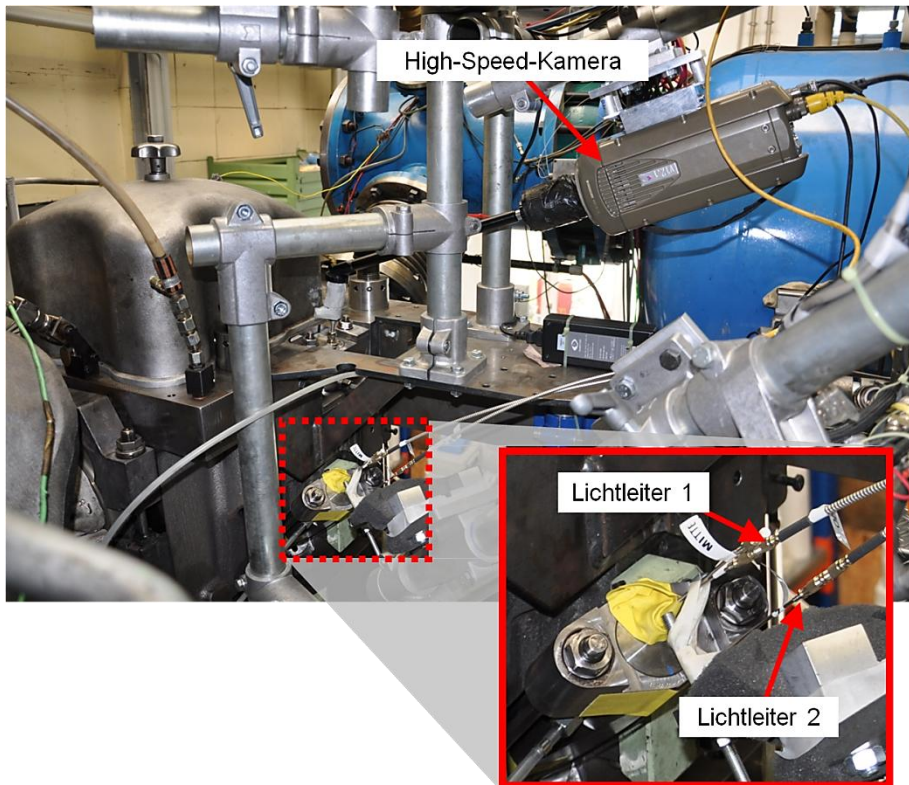


Abbildung 29: Aufbau für die Messungen nach der erweiterten Zwei-Farben-Methode

Abbildung 30 zeigt die Lage der fünf Messvolumina im Brennraum. Aufgrund der Geometrie entstehen kegelförmige Messvolumina mit einem Kegelwinkel von etwa 10° . Zur Berechnung der Brennraumtemperatur und der Rußkonzentration ist eine Kalibrierung des Messsystems notwendig, um auf die tatsächliche Strahlungsleistung schließen zu können. Da Rußablagerungen auf den Quarzgläsern im Brennraum die Intensität am Photodiodenmodul beeinflussen können und somit ein Teil der Kalibrierstrecke verändert wird, muss nach jeder Messung eine Kalibrierung durchgeführt werden. Zur vollständigen Vermessung aller fünf Messvolumina für einen Betriebspunkt muss der Motor drei Mal gestartet und gestoppt werden. Die Kalibrierung nach jedem Motorstopp erfolgt durch eine kalibrierte Wolframbandlampe [123].

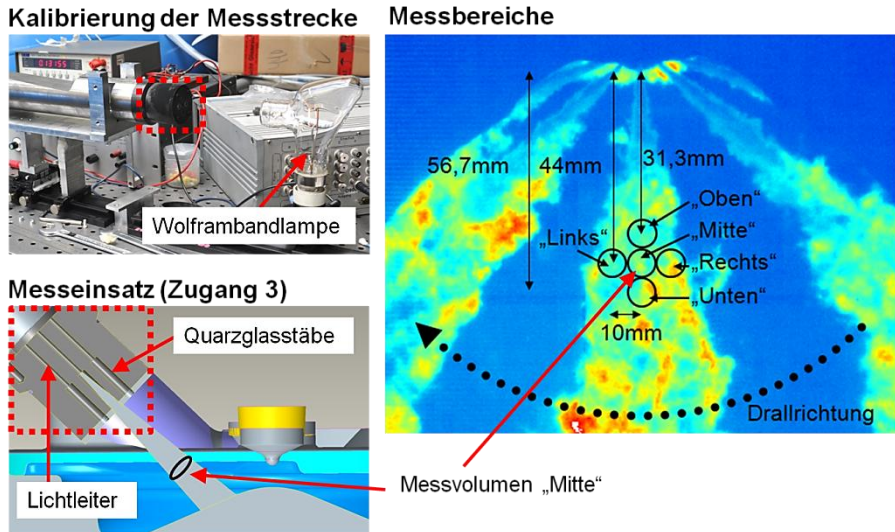


Abbildung 30: Aufbau des Messeinsatzes und Lage der fünf Messvolumina

5.2 Blasprüfstand

Zur Untersuchung der Brennrauminnenströmung eignet sich der Einsatz eines Blasprüfstands. Hier kann die Luftbewegung im Motor während des Ansaugtakts durch eine konstante Durchströmung des Zylinderkopfes nachgeahmt werden. Durch die Messung des Druckwiderstands können Durchflusszahlen bestimmt werden, die in Ladungswechselrechnungen benötigt werden (hier nicht dargestellt). Außerdem kann über eine entsprechende Messeinrichtung die Drallzahl des Zylinderkopfes bestimmt werden (Kapitel 5.2.1). Da die Drallzahl die komplexe Strömung im Inneren eines Verbrennungsmotors nur ungenau beschreibt, wurde zusätzlich ein spezieller Blasprüfstand zur Messung der Strömung nach dem PIV-Prinzip aufgebaut (Kapitel 5.2.2).

5.2.1 Blasprüfstand zur Ermittlung der Drallzahl

Die Bestimmung der Drallzahl mittels Flügelradmessmethode ist nicht genormt, somit verwendet jeder Hersteller seine eigenen Definitionen zur Lage und Form der Messeinrichtung. Bei MAN Diesel & Turbo SE wird das Flügelrad in einem

Abstand von $0,65 \cdot \text{Bohrungsdurchmesser}$ vom Flammendeck des Zylinderkopfes entfernt angebracht. Der Flügelraddurchmesser beträgt $0,7 \cdot \text{Bohrungsdurchmesser}$, verwendet wird ein vier-flügeliges Rad (Abbildung 31). Über die induktiv gemessene Drehzahl des Flügelrades kann die Drallzahl berechnet werden (siehe Kapitel 6.1.1).

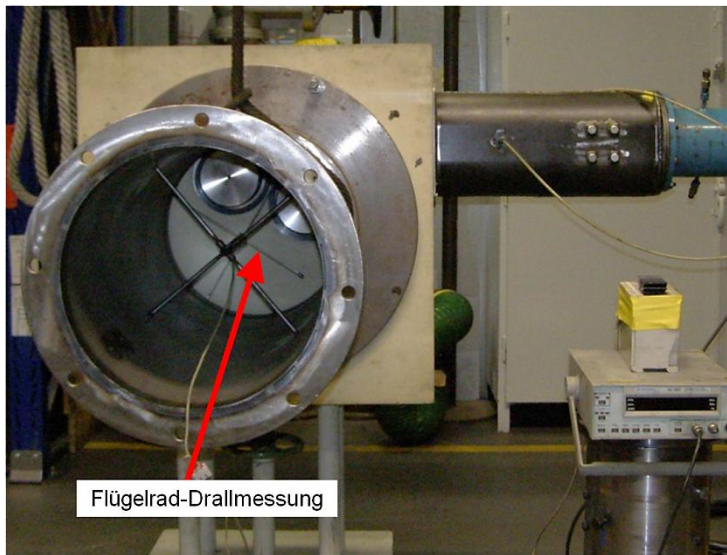


Abbildung 31: Bestimmung der Drallzahl mittels Flügelradmethode

5.2.2 Blasprüfstand für PIV-Messungen

Zur Untersuchung der Zylinderinnenströmung mit der PIV-Messtechnik wurde ein neuer Blasprüfstand aufgebaut. Da die für die PIV-Messtechnik benötigten Tracer-Partikel nicht frei in den Raum geblasen werden dürfen, wurde ein geschlossenes System verwendet. Außerdem wurde die Zylinderlaufbuchse durch ein transparentes Rohr ersetzt, um den Laserlichtschnitt platzieren zu können (Abbildung 32). Die Messebene wurde rechtwinklig zur Zylinderhochachse an der Messposition platziert, an der normalerweise das Flügelrad installiert ist. Um eine Aussage über die Veränderung der Strömung entlang der Zylinderhochachse treffen zu können, wurden vier Messebenen definiert (Abbildung 32 oben).

Es kam ein auf 532nm frequenzverdoppelter, doppelgepulster PIV-Nd:YAG Laser zum Einsatz, der über eine Lichtschnittoptik zu einem ca. 2mm dicken Lichtschnitt geformt wurde [124]. Zur Bildaufnahme wurde eine PIV-Kamera mit einer Auflösung von 1280x1024 und einer Pixelfläche von $6,7\mu\text{m} \times 6,7\mu\text{m}$ verwendet [125].

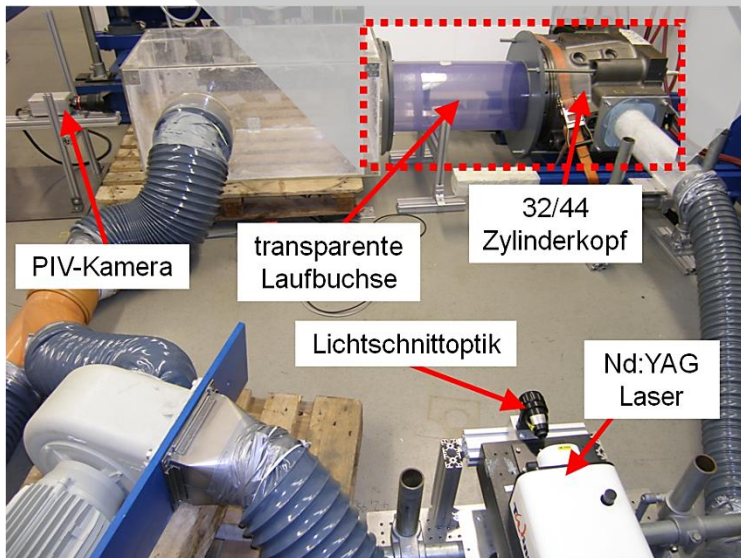
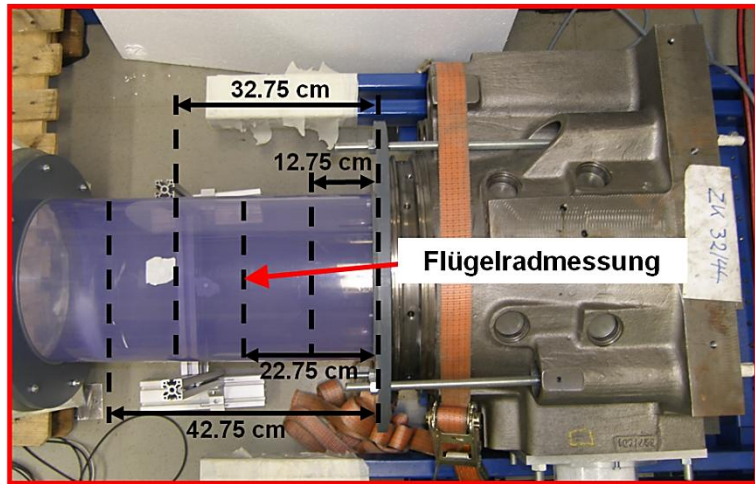


Abbildung 32: Aufbau zur Messung der Zylinderinnenströmung mit der PIV-Messtechnik (unten); PIV-Messebenen (oben)

Da die Detektion einzelner Partikel mit DEHS (Di-Ethyl-Hexyl-Sabacat) als Tracer aufgrund der zu geringen Partikelgröße nicht möglich war, wurden Polymerpartikel mit einem Durchmesser von $45\mu\text{m}$ bis $65\mu\text{m}$ [126] eingesetzt. Abbildung 33 zeigt die Kamerasicht auf den Zylinderkopf. Hinter dem verkürzten Ventil Sitzring am unteren Einlassventil wurde eine Drallblende eingebaut, die einen Teil des Einlasskanals verschließt. Die Auslassventile waren während den Messungen immer geschlossen. Der Ventilhub der Einlassventile wurde auf das gewünschte Maß eingestellt und fixiert. Bei den Messungen ohne Drallblende wurde keine Modifikation am Serienzylinderkopf durchgeführt, mit ansonsten identischen Einstellungen.

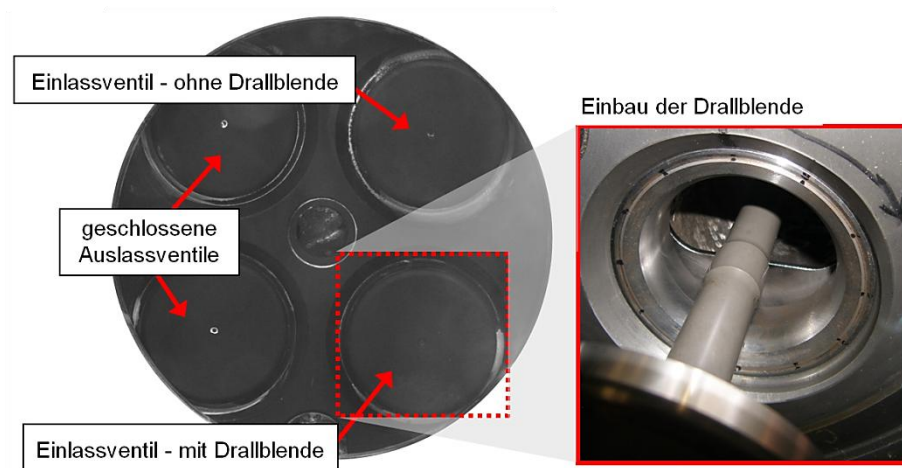


Abbildung 33: Kamerasicht auf den 4-Ventil-Zylinderkopf des 32/44CR mit eingebauter Drallblende

6 Ergebnisse

Die Ergebnisse stellen eine umfassende Analyse der verbrennungsrelevanten Prozesse in einem mittelschnelllaufenden Dieselmotor dar, die bisher noch nicht oder nur ansatzweise untersucht wurden. Die Resultate sind in chronologischer Abfolge der Prozesse im Brennraum angeordnet, da früher ablaufende Prozesse später stattfindende Prozesse beeinflussen. Aus diesem Grund werden zuerst die Versuchsergebnisse der Strömungsmessungen am Blasprüfstand vorgestellt, bevor die Ergebnisse der Einspritzstrahlvisualisierung, der Gemischbildung und der Verbrennungsvizualisierung gezeigt werden.

6.1 Zylinderinnenströmung

Zur Untersuchung der Einlassgeometrie und deren Einfluss auf die Zylinderinnenströmung werden Druckdifferenzmessungen zur Untersuchung des Durchflusswiderstandes und eine Drallmessung mittels Flügelrad durchgeführt. Diese Messungen finden an einem Blasprüfstand mit Serienzylinderkopf statt. Der Luftmassenstrom ist während der Messung zeitlich konstant und strömt durch die definiert geöffneten Einlassventile in die Zylinderlaufbuchse. Es handelt sich bei der Messung der Drallzahl mittels Flügelrad um eine Messmethode, die nur lokal die Zylinderinnenströmung erfassen kann und zudem invasiv ist. Aus diesen Gründen wurde die Zylinderinnenströmung an einem speziell angefertigten Blasprüfstand durchgeführt, der es erlaubt, PIV-Messungen in der Laufbuchse durchzuführen. Die PIV-Messebenen sind von der Position der Flügelradmessung abgeleitet (Abbildung 32). Die vierte Messebene kann als Referenz für die Zylinderinnenströmung am UT herangezogen werden.

Aufgrund der zukünftigen Emissionsanforderungen an mittelschnelllaufende Dieselmotoren und der positiven Ergebnisse einer Drallströmung auf die Gemischbildung bei PKW Motoren wurde im Rahmen dieser Arbeit untersucht, in wie weit sich im Großmotor eine stabile Drallströmung erzeugen lässt. Dafür wurde eine Drallblende in einem der Einlassventile installiert.

6.1.1 Drallzahlbestimmung mittels Flügelradmessmethode

Die Drallzahl ist definiert als Verhältnis der Drehzahl des Flügelrades n_D zu einer fiktiven Motordrehzahl n_M . Die fiktive Motordrehzahl berechnet sich aus der axialen Strömungsgeschwindigkeit am Blasprüfstand c_{ax} .

$$c_{ax} = \frac{\dot{m}}{\rho_Z * A_K} \quad (17)$$

Diese kann gleichgesetzt werden mit der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m des Motors.

$$c_{ax} = c_m = 2s * n_M \quad (18)$$

Mit

$$V_h = s * A_K \quad (19)$$

kann die fiktive Motordrehzahl n_M

$$n_M = \frac{c_m}{2s} = \frac{c_{ax}}{2s} = \frac{\dot{m}}{2s * \rho_Z * A_K} = \frac{\dot{m}}{2 * \rho_Z * V_h} \quad (20)$$

und damit die Drallzahl berechnet werden.

$$\frac{n_D}{n_M} = n_D * \frac{2s}{c_m} = n_D * \frac{2 * \rho_Z * V_h}{\dot{m}} \quad (21)$$

Zur Bestimmung der Drallzahl muss demnach die Drehzahl mittels Flügelrad sowie der Durchflussmassenstrom bestimmt werden. Abbildung 34 zeigt Ergebnisse der Drallmessung mittels Flügelrad bei unterschiedlichen Ventilhuben sowohl mit als auch ohne Drallblende (Messposition siehe Abbildung 32). Die Vorzeichenkonvention ist dabei so gewählt, dass positive Drallzahlen aus Sicht des Kolbens einer Drehung der Strömung im Urzeigersinn entsprechen.

Im Blasprüfstand wurde der Zylinderkopf mit strömungsoptimierten Ventilsitzringen ausgestattet, während bei den Messungen am Einzylindermotor eine nicht strömungsoptimierte Variante zum Einsatz kam. Der Verlauf der Kurven ist prinzipiell sehr ähnlich, mit den strömungsoptimierten Sitzringen konnte ein etwas höheres Drallniveau erreicht werden (Drallzahl bei Vollhub = 1,5 anstatt 1,2).

Ohne Drallblende erzeugt der Einlasskanal im Zylinderkopf des 32/44 CR nahezu keine Drallströmung. Bei 55% und 70% Ventilhub konnte eine leichte

Drallbewegung gemessen werden, wohingegen bei Vollhub eine Drallzahl von Null festgestellt wurde.

Mit installierter Drallblende wird bis zu einem Ventilhub von 55% nahezu keine Drallströmung erzeugt. Mit zunehmendem Ventilhub steigt die Drallzahl jedoch deutlich, bis auf einen Wert von 1,46 bei Vollhub an.

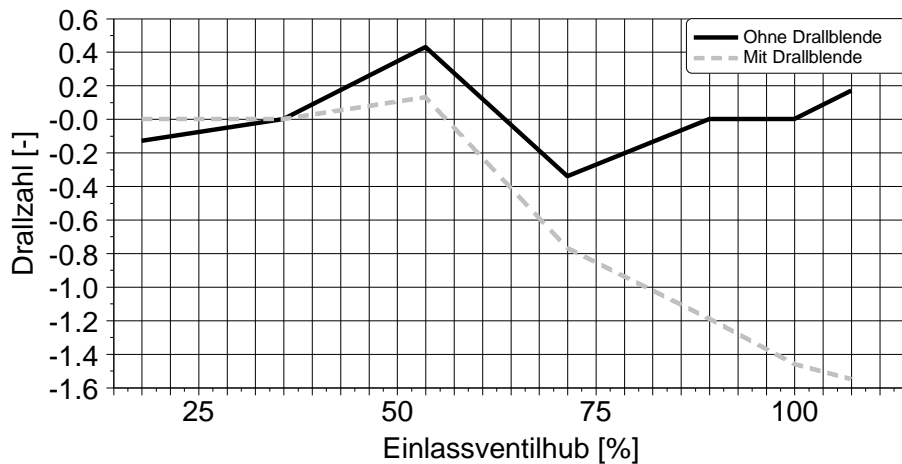


Abbildung 34: Flügelrad-Drallmessung mit und ohne Drallblende für verschiedene Einlassventilhübe mit strömungsoptimierten Ventilsitzringen

6.1.2 Luftbewegung ohne Zylinderkopfmodifikation und Vollhub

Der Zylinderkopf ohne Modifikation stellt die Basiskonfiguration dar, welche im Serienmotor verwendet wird. Da das Drallniveau für alle Ventilhubstellungen sehr gering ist, werden hier lediglich die Ergebnisse der Messreihe mit maximalem Ventilhub vorgestellt.

In der ersten Messebene in einem Abstand von 12,75cm zum Zylinderkopf sind zwei gegenläufig rotierende Wirbel sichtbar (Abbildung 35). Diese Wirbel sind in der zweiten Messebene (22,75cm Entfernung vom Zylinderkopf) weiter ausgebildet, allerdings mit verringerter Strömungsgeschwindigkeit. Bei 32,75cm Entfernung zum Zylinderkopf ist der Wirbel über den Einlassventilen nicht mehr vorhanden, es

handelt sich hauptsächlich um eine Strömung in Richtung des oberen Einlassventils. Weitere 10cm entfernt vom Zylinderkopf, in Messebene 4, ist die Strömungsstruktur nahezu unverändert, bei allerdings geringeren Strömungsgeschwindigkeiten.

Die Serienkonfiguration zeigt nahezu keine Drallströmung und bestätigt somit die Flügelradmessungen. Mit Einströmen der Luft über die geöffneten Einlassventile werden Wirbel erzeugt, die sich mit zunehmender Entfernung zum Zylinderkopf z.T. auflösen. Das horizontale Geschwindigkeitsfeld in UT-Nähe zeigt eine geringe Luftbewegung, die nach Kompression kaum noch Einfluss auf die Verbrennung hat.

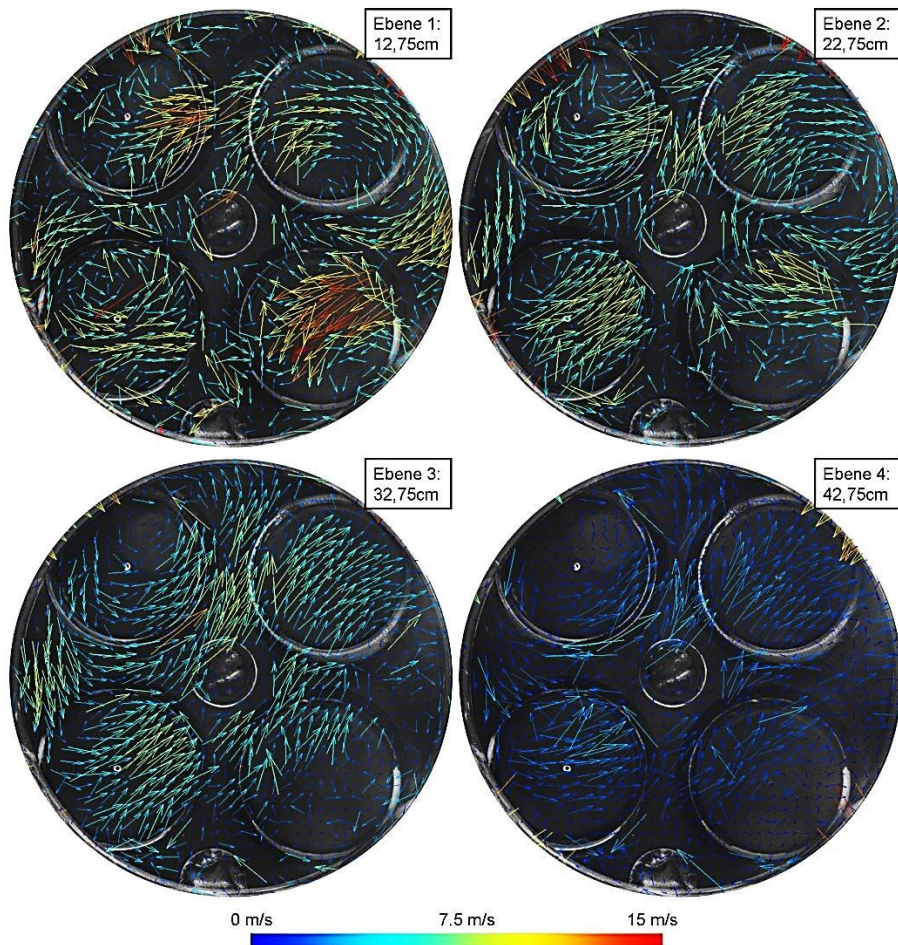


Abbildung 35: Strömungsbild des Serienzylinderkopfs ohne Modifikationen bei maximalem Einlassventilhub

6.1.3 Luftbewegung mit Drallblende und Vollhub

Durch die Installation einer Drallblende am Ventilsitzring eines Einlassventils (siehe Abbildung 33) konnte bei Einlassventilhüben größer als 55% mit der Flügelradmessmethode eine mit dem Ventilhub zunehmende Drallströmung gemessen werden. Die PIV-Messungen geben Aufschluss darüber, ob es sich um eine ausgeprägte und stabile Drallströmung handelt, die einen maßgeblichen Einfluss auf die Gemischbildung zum Einspritzzeitpunkt hat.

In der Ebene 12,75cm entfernt vom Zylinderkopf ist eine starke Strömung am Einlassventil mit Drallblende zu sehen. Durch das Verschließen eines Teils des Einlassventils strömt die Luft in Richtung des nicht modifizierten Einlassventils. Die restliche Messebene zeigt wenig gerichtete Strömungsstrukturen, ähnlich den Messungen ohne Drallblende. 10cm später, bei 22,75cm Abstand zum Zylinderkopf, ist eine kreisförmige, rotierende Drallströmung entstanden, deren Ursprung über dem modifizierten Einlassventil noch zu erkennen ist. Mit größer werdendem Abstand zum Zylinderkopf wird die Drallströmung gleichmäßiger, der Betrag der Geschwindigkeitsvektoren bleibt allerdings auch in UT-Nähe in der 42,75cm Ebene nahezu unverändert.

Diese Messungen zeigen, dass es durch den Einsatz einer Drallblende in einem der Einlassventile möglich ist, in einem Großmotor eine stabile, gerichtete Drallströmung zu erzeugen, deren Intensität mit zunehmender Entfernung zum Zylinderkopf kaum abnimmt. Wie in Kapitel 2.2.3 beschrieben, kommt es durch die Kompression zu keiner nennenswerten Abschwächung des Drallniveaus. Durch die Kolbenmulde wird die Drallzahl sogar erhöht. Demnach kann davon ausgegangen werden, dass zum Zeitpunkt der Einspritzung eine starke, stabile Drallströmung vorhanden ist, die den gesamten Brennraum erfasst.

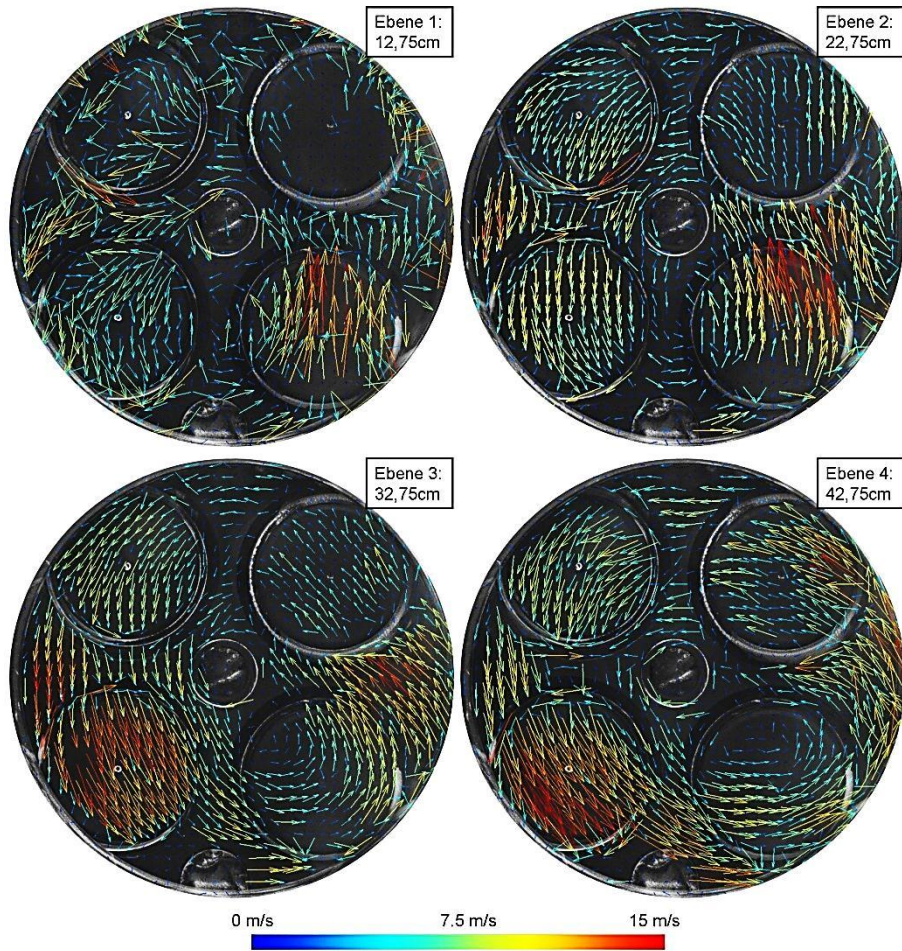


Abbildung 36: Strömungsbild des Serienzylinderkopfs mit Drallblende bei maximalem Einlassventilhub

6.1.4 Luftbewegung mit Drallblende und Teilhub

Die Messungen mit 50% Einlassventilhub sollen zeigen, ob die Drallblende mit Ventilhuben bis 55% tatsächlich keine Drallströmung verursacht, wie es mit der Flügelradmethode gemessen wurde. Da der Fokus der PIV-Messungen generell auf den Messebenen 1-3 lag und diese Fragestellungen bereits mit drei Messebenen beantwortet werden konnten, wurde auf die vierte Messebene verzichtet.

Die Strömungsstruktur, 12,75cm vom Zylinderkopf entfernt zeigt wenig gerichtete Bereiche, auch durch die Drallblende am unteren Einlassventil ist kein stark ausgeprägtes Geschwindigkeitsfeld zu erkennen. In der Ebene der Flügelradmessungen, 22,75cm vom Zylinderkopf entfernt, entstehen zwei gegenläufig rotierende Wirbel, ähnlich den Messungen ohne Drallblende mit maximalem Ventilhub. 10cm weiter entfernt vom Zylinderkopf, in Messebene 3, ist diese gegenläufig rotierende Struktur noch vorhanden, allerdings sind die Beträge der Geschwindigkeitsvektoren deutlich kleiner.

Mit einem Einlassventilhub von 50% und installierter Drallblende entstehen Wirbel durch das Einströmen der Luft in die Laufbuchse, allerdings bildet sich keine Drallströmung aus. Dieses Ergebnis bestätigt die Flügelradmessungen, die bis zu einem Einlassventilhub von 55% nahezu keine Drallströmung zeigen.

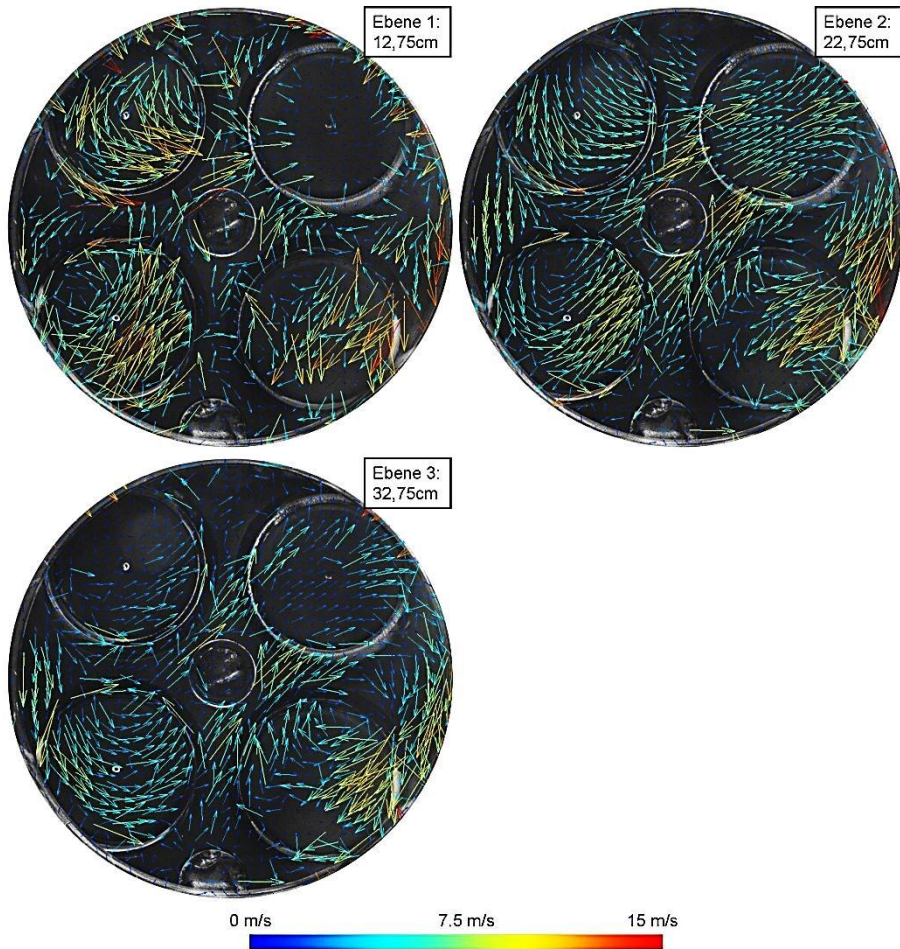


Abbildung 37: Strömungsbild des Serienzylinderkopfs mit Drallblende und 50% Einlassventilhub

6.2 Kraftstoffeinspritzung

Die Kraftstoffeinspritzung hat einen maßgeblichen Einfluss auf die dieselmotorische Verbrennung, insbesondere die Düsengeometrie und der Einspritzdruckverlauf bestimmen die Tropfengrößenverteilung am Düsenaustritt und den Tropfenzerfall. Die Verteilung der flüssigen Kraftstoffphase im Brennraum stellt einen ersten Zwischenschritt der Gemischbildung dar und beeinflusst die folgenden Teilprozesse Verdampfung, Zündung, Verbrennung und Schadstoffbildung. In diesem Kapitel wird die Auswertung der Rohdaten beschrieben, auf die Besonderheit der Eindringtiefe der flüssigen Kraftstoffphase (kurz: flüssige Eindringtiefe) während der Verbrennung eingegangen und der Einfluss der wichtigsten Einflussgrößen vorgestellt. Am Ende des Kapitels zeigt ein Vergleich mit Ergebnissen der CFD-Berechnung und mit Standardmodellen zur Berechnung der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase die Genauigkeit dieser Modelle für mittelschnelllaufende Dieselmotoren.

6.2.1 Datenaufbereitung

Für die Untersuchung der Ausbreitung der flüssigen Kraftstoffphase kam die Mie-Streulichtmethode zum Einsatz. Der Kraftstoffstrahl wurde global beleuchtet, da die Applikation eines Laserlichtschnitts aufgrund der Geometrie der optischen Zugänge nicht möglich war und aufgrund von Vibrationen am Versuchsmotor nur bedingt realisierbar ist.

Zur globalen Beleuchtung der Kraftstoffstrahlen ist eine hohe Lichtenergie nötig, weshalb ein Nd:YAG Puls laser anstatt eines Dauerstrichlasers zum Einsatz kommt. Die maximale Betriebsfrequenz des eingesetzten Lasers liegt bei 10Hz. Deshalb ist die Aufnahme eines gesamten Einspritzvorgangs nicht möglich, stattdessen werden 20 Einzelmessungen zu jedem Aufnahmezeitpunkt aus verschiedenen Zyklen ausgewertet und gemittelt (Abbildung 38). Diese Messdaten können über den Kurbelwinkel aufgetragen werden und geben die gemittelte Eindringtiefe des Einspritzprozesses wieder.

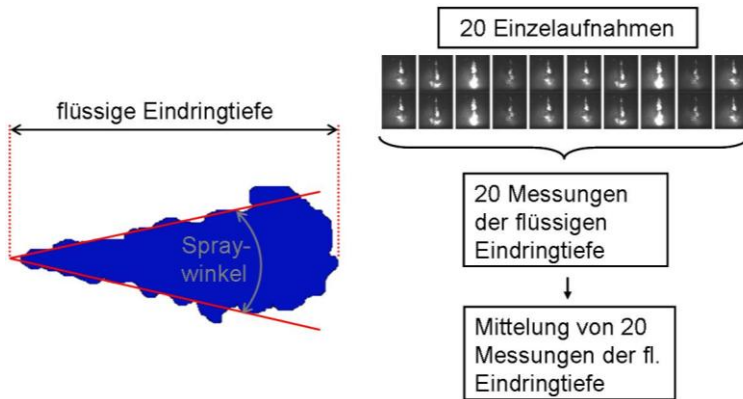


Abbildung 38: Bestimmung der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase

Aufgrund der hohen Eindringgeschwindigkeit des flüssigen Kraftstoffs wurde der Abstand der Aufnahmen zu Beginn der Einspritzung gering gewählt und mit fortschreitendem Einspritzprozess vergrößert. Dies ermöglicht eine detaillierte Analyse des Eindringverhaltens des flüssigen Kraftstoffs während der Zunahme der Eindringtiefe und die Untersuchung bei fortgeschrittenem Einspritzprozess mit vertretbarem Messaufwand. Abbildung 39 zeigt Einzelbilder des Einspritzvorgangs.

Bei 2°KW vor OT ist bereits Kraftstoff im Brennraum zu sehen. Die Analyse von Injektorbestromung und Nadelhub für diesen Betriebspunkt zeigt, dass die Düsennadel zu diesem Zeitpunkt bereits leicht geöffnet ist und somit Kraftstoff austreten kann (Abbildung 40 - Der Abfall des Nadelhubsignals mit Bestromung des Injektors und der Überschwinger nach Erreichen des maximalen Nadelhubs sind rein messtechnische Effekte). Ab ca. 2°KW vor OT ist die Düsennadel vollständig geöffnet und wird ab ca. 8°KW nach OT geschlossen. Demzufolge ist die Düsennadel während des gesamten Einspritzvorgangs in Abbildung 39 voll geöffnet.

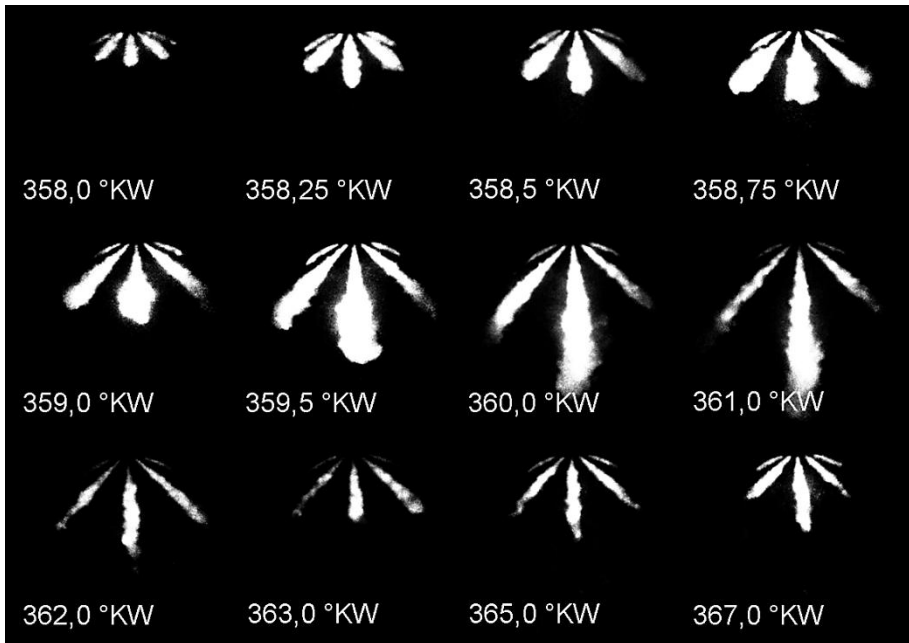


Abbildung 39: Aufnahme der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase (Betriebspunkt 3, 1250bar Einspritzdruck, 2°KW v. OT Einspritzbeginn, Düse3)

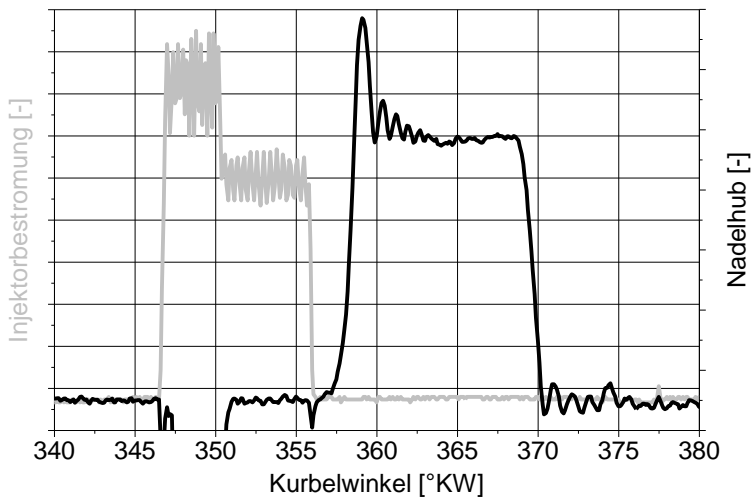


Abbildung 40: Injektorbestromung und Nadelhub (Betriebspunkt 3, 1250bar Einspritzdruck, 2°KW v. OT Einspritzbeginn, Düse 3)

Die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase steigt kontinuierlich bis ca. 1°KW nach OT an. Anschließend ist eine starke Verkleinerung der Kraftstoffstrahlen festzustellen. Das erste Flammenleuchten wurde für diesen Betriebspunkt bei $0,1^{\circ}\text{KW}$ nach OT detektiert. Der Rückgang der Eindringtiefe kann prinzipiell zwei mögliche Ursachen haben. Die erste mögliche Ursache ist, dass durch die beginnende Verbrennung die lokale Temperatur in der Nähe des Kraftstoffs stark ansteigt und zu einer schnelleren Verdampfung des Kraftstoffs führt. Die zweite mögliche Ursache ist, dass durch starke Rußbildung die flüssigen Einspritzstrahlen verdeckt werden und es sich somit um einen Messfehler handelt. Das Laserlicht muss in diesen Bereichen Schichten mit hoher Rußkonzentration durchdringen, an den Kraftstofftropfen gestreut werden und erneut die Rußschicht passieren, um von der Kamera aufgenommen zu werden. Aufgrund des sehr hohen Absorptionskoeffizienten von Ruß ist mit einer starken Abschwächung des Laserlichts beim Durchdringen von Schichten mit hoher Rußkonzentration zu rechnen.

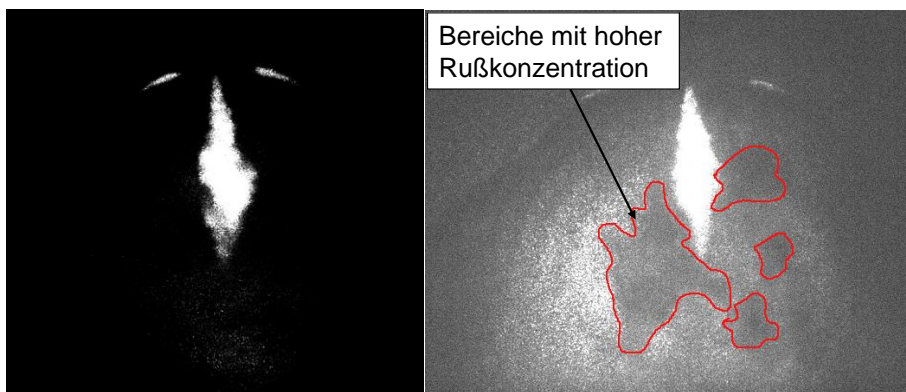


Abbildung 41: Mie-Streulicht Messungen mit (links) und ohne (rechts) aufgerauter Kolbenoberfläche (Bereiche hoher Rußkonzentration sind rot markiert)

Abbildung 41 zeigt die Aufnahme des flüssigen Kraftstoffstrahls einer 6-Loch-Düse während der Verbrennung. Mit unbearbeitetem Kolben (Abbildung 41 rechts) wird das Laserlicht nicht nur am Kraftstoff, sondern auch an der glatten Kolbenoberfläche reflektiert.

Dadurch ist es möglich, Bereiche mit hoher Rußkonzentration zu detektieren. Wenn am Kolben reflektiertes Laserlicht sichtbar ist, können in diesem Bereich keine hohe Rußkonzentration und auch kein flüssiger Kraftstoff vorhanden sein. Wenn nun vor

dem Einsetzen der Verbrennung flüssiger Kraftstoff in einem bestimmten Bereich sichtbar war und nach Einsetzen der Verbrennung dort Kolbenreflexionen zu sehen sind, ist dies der Beweis für einen tatsächlichen Rückgang der flüssigen Kraftstoffphase infolge der heißen Verbrennungstemperaturen (z.B. in Abbildung 52). Um sicherzustellen, dass es sich tatsächlich um am Kolben reflektiertes Laserlicht handelt, und nicht etwa um Rußleuchten der Flamme oder an Kraftstofftropfen gestreutem Laserlicht, wurden Messungen mit einem Kolben mit glasperlgestrahlter (aufgerauter) Oberfläche durchgeführt. Durch die Aufräuhung der Kolbenoberfläche konnte die Reflexion des Laserlichts an der Kolbenoberfläche nahezu vollständig verhindert werden. Durch diese Messungen konnte der Nachweis erbracht werden, dass es sich tatsächlich um eine Verkürzung der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase handelt und nicht um Messfehler durch Bereiche hoher Rußkonzentration.

Allerdings zeigt die Auswertung der Messdaten ohne aufgeraute Kolbenoberfläche, dass der flüssige Kraftstoffstrahl in manchen Zyklen von den „Rußwolken“ verdeckt wird und in anderen die vollständige flüssige Kraftstoffeindringtiefe erkennbar ist. Abbildung 42 zeigt beispielhafte Aufnahmen verschiedener Zyklen nach Einsetzen der Verbrennung bei 2,3 °KW vor OT. Je nach Gemischbildung und Zündverhalten der einzelnen Zyklen ist der Kraftstoffstrahl nahezu vollständig sichtbar bzw. mehr oder weniger von der Rußwolke bedeckt.

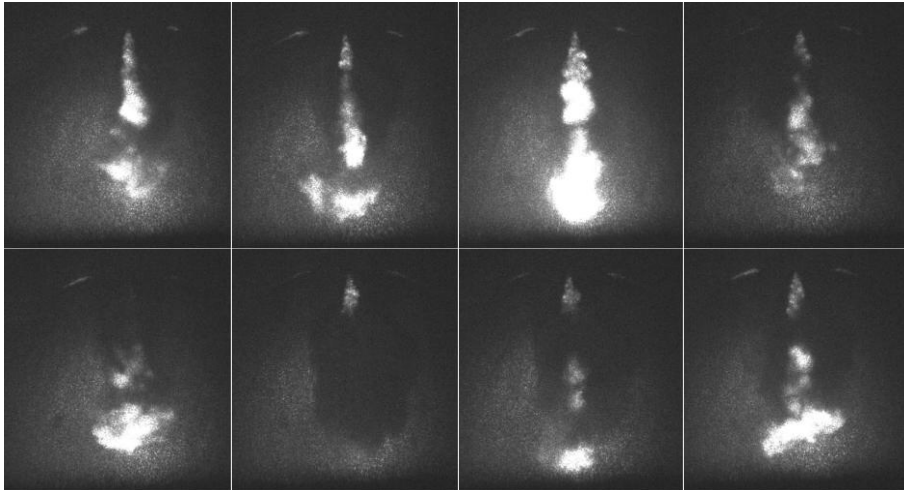


Abbildung 42: Zyklische Schwankungen der Mie-Streulicht Aufnahmen während der Verbrennung bei 2,3°KW v. OT

Demnach würde mit der in Abbildung 38 beschriebenen Auswertemethode eine zu geringe Eindringtiefe während der Verbrennung ermittelt werden. Um diesem Verhalten gerecht zu werden, wird ab Beginn der Verbrennung anstatt des Mittelwertes der 20 Einzelmessungen der Maximalwert herangezogen. Die Eindringtiefe der Flüssigphase nach Einsetzen der Verbrennung wird so eher als zu hoch angenommen, da Zyklen, in denen der flüssige Kraftstoffstrahl aufgrund der hohen Temperaturen stark verkürzt wird, aber nicht von „Rußwolken“ verdeckt sind, nicht berücksichtigt werden.

Für PKW- und NFZ-Einspritzsysteme wurde keine Reduzierung der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase festgestellt [20], [67], [127], [128]. Der Fragestellung, inwieweit eine Verkürzung bzw. Verkleinerung der flüssigen Kraftstoffphase durch die Verbrennung in mittelschnelllaufenden Dieselmotoren tatsächlich zu erwarten ist, und was dafür die Gründe sind, wird im folgenden Kapitel nachgegangen.

6.2.2 Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase während der Verbrennung

Insbesondere die Einflüsse auf die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase nach Einsetzen der Verbrennung sollen hier genauer betrachtet werden. Eine grundlegende Studie an einer Druckkammer am Sandia National Laboratory liefert Zusammenhänge, die zur Interpretation der Ergebnisse herangezogen werden. Untersuchungen in [67] von Siebers und Higgins zeigen, dass bei 1380bar Einspritzdruck, einer Umgebungstemperatur von 1000K und einer Gasdichte von $14,8\text{kg/m}^3$ für kleine Spritzlochdurchmesser die Lift-Off-Länge deutlich länger ist als die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase (Abbildung 43). Die Verbrennung hat hier keinen Einfluss auf die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase [67]. Mit größer werdendem Düsenlochdurchmesser steigt die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase allerdings deutlich an, während die Lift-Off Länge nur leicht zunimmt. Ab einem Düsenlochdurchmesser von ca. $150\mu\text{m}$ wird die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase länger als die Lift-Off-Länge. Bei einem Düsenlochdurchmesser von $365\mu\text{m}$ ist die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase beinahe doppelt so groß wie die Lift-Off Länge. Typische Düsenlochdurchmesser von mittelschnelllaufenden Dieselmotoren von z.B. $470\mu\text{m}$ wurden bei diesen Untersuchungen nicht berücksichtigt, allerdings gibt es keine Anzeichen einer Umkehr der Effekte hin zu größeren Spritzlöchern.

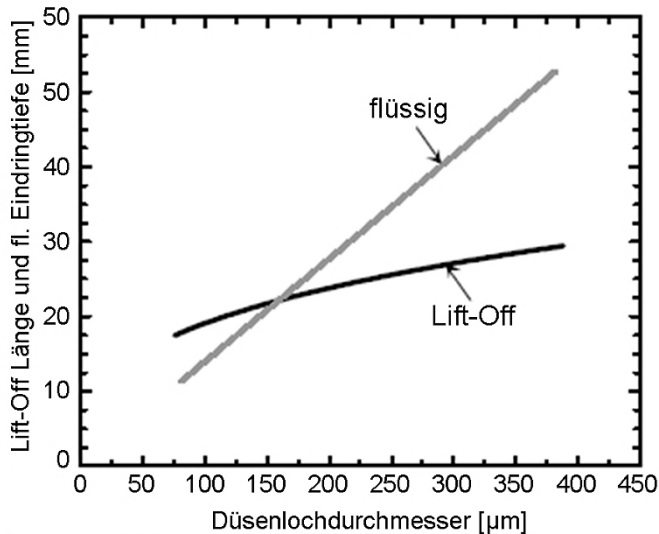


Abbildung 43: Einfluss des Düsenlochdurchmessers auf die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase und Lift-Off Länge [67]

Für die hier vorgestellten Ergebnisse eines mittelschnelllaufenden Dieselmotors ist von einer deutlich höheren Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase als Lift-Off Länge auszugehen. Demzufolge findet die Verbrennung um einen flüssigen Strahlkern statt [67], [129]. Der Einfluss der Verbrennung und demzufolge sehr hoher Temperaturen um den flüssigen Kraftstoffstrahl bei diesen Bedingungen ist sehr schwer zu bestimmen. Messungen in nicht gefeuerten Druckkammern können zwar den Temperatureinfluss auf die flüssige Strahllänge aufzeigen, der starke Temperaturanstieg infolge der Verbrennung kann hier allerdings nicht abgebildet werden. Messungen in Druckkammern mit Verbrennung oder im optisch zugänglichen Motor zeigen die Schwierigkeit, dass mit Einsetzen der Verbrennung die Verbrennungsstrahlung deutlich stärker ist als das gestreute Licht am Kraftstoff. Nur über einen Bandpassfilter mit Laserwellenlänge vor der Kamera kann diese Verbrennungsstrahlung herausgefiltert werden und der flüssige Kraftstoffstrahl während der Verbrennung sichtbar gemacht werden. Allerdings zeigt sich die bereits beschriebene Problematik durch Bereiche hoher Rußkonzentration, die das Laserlicht absorbieren.

Aufgrund dieser Schwierigkeiten ist der Einfluss der Verbrennung auf die flüssige Kraftstoffphase bei deutlich kürzerer Lift-Off-Länge als flüssiger Eindringtiefe noch unklar [67]. Die Annahme, dass ein starker Einfluss durch die Verbrennung und der

damit hervorgerufenen starken Temperaturzunahme besteht, wurde bereits publiziert [67], [129]. Allerdings wurde dies noch nicht messtechnisch bestätigt.

Die Gegenüberstellung von Druckkammeruntersuchungen in Stickstoffatmosphäre und Untersuchungen am befeuerten Einzylindermotor soll den Einfluss der Verbrennung auf die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase aufzeigen. Die Untersuchungen konnten nicht unter vollständig identischen Randbedingungen durchgeführt werden, allerdings sind die relevanten Unterschiede gering (Tabelle 7).

	Kammer1	Kammer2	Motor1	Motor2
Düsenlochanzahl [-]	13	13	6	6
Raildruck [bar]	1400	1400	1400	1400
Gegendruck [bar]	50	100	60	90
Temperatur [K]	900	900	860	860
Dichte [kg/m^3]	19,4	38,7	20,3	36,5

Tabelle 7: Randbedingungen der Druckkammer- und Motorenuntersuchungen

Den Messungen am Motor liegt ein Ladedruck von 2,1bar (Motor1) bzw. 3,1bar (Motor2) zugrunde. Die angegebenen Gegendrücke sind die durch die Zylinderdruckindizierung gemessenen Drücke zu Beginn der Einspritzung. Die Temperaturen stammen aus einer CFD-Simulation der Betriebspunkte. In Abbildung 44 ist zu Beginn der Einspritzung die bekannte Abhängigkeit der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase von der Gasdichte zu erkennen. Sowohl die Messungen am Motor als auch die in der Druckkammer zeigen einen relativ linearen Anstieg der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase bis ca. 2°KW vor OT. Für die Messungen am Motor ist anschließend eine geringere Zunahme der Eindringtiefe bis 1°KW vor OT und danach sogar eine Abnahme sichtbar, wohingegen die Ergebnisse der Druckkammeruntersuchungen weiter unverändert bis zu einer nahezu konstanten Maximaleindringtiefe ansteigen.

Auffällig ist, dass die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase im Motor bei 3,1bar Ladedruck (Motor2) deutlich weiter zurückgeht, als es bei 2,1bar Ladedruck (Motor1) der Fall ist. Eine mögliche Erklärung liefert die Auswertung der Lift-Off Länge aus den Messungen des Flammeneigenleuchtens. Abbildung 45 zeigt die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase und die Lift-Off Länge für die beiden Betriebspunkte. Durch den schnelleren Strahlzerfall infolge der höheren Dichte im Brennraum bei höherem Ladedruck werden bereits näher am Düsenstritzloch Bereiche mit brennbarem Luft-Kraftstoff-Gemisch gebildet.

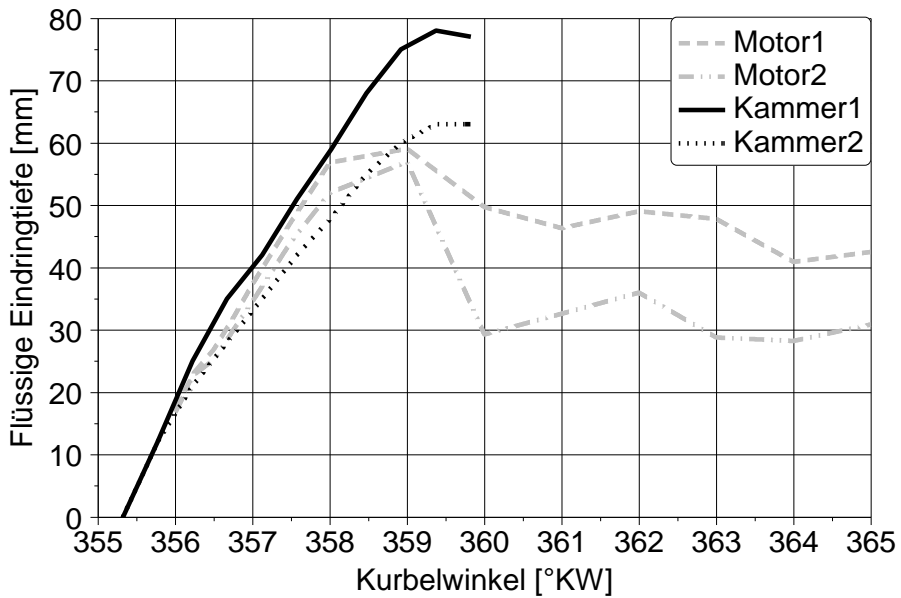


Abbildung 44: Einfluss der Verbrennung auf die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase (Betriebspunkt 3 mit 2,1bar Ladedruck (Motor1) und 3,1bar Ladedruck (Motor2), Düse 4)

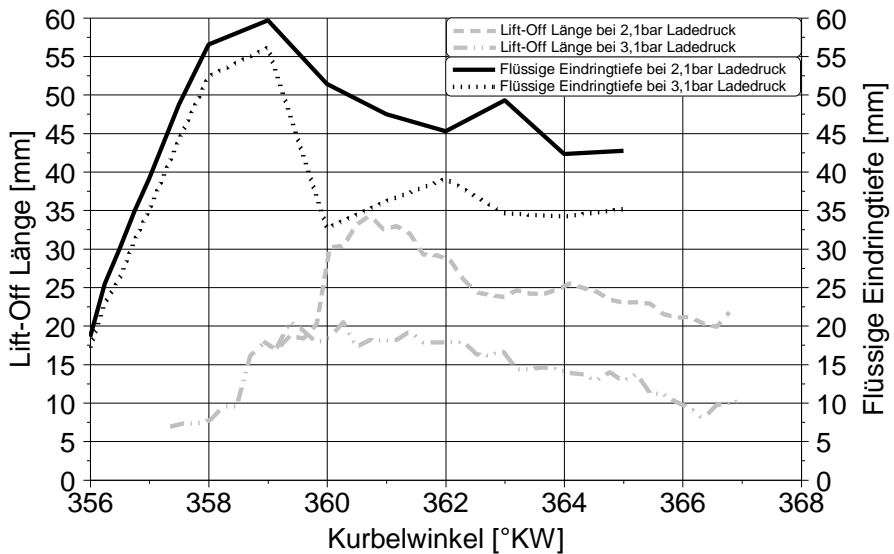


Abbildung 45: Lift-Off Länge und Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase (Betriebspunkt 3 mit 2,1bar Ladedruck und 3,1bar Ladedruck, Düse 4)

Dies bedeutet, dass die Flamme näher an den Injektor heran brennt (geringere Lift-Off-Länge) und die Temperatur dort somit stark zunimmt.

Durch eine Überlagerung von Messungen der Kraftstoffflüssigphase und dem Flammeneigenleuchten wird dieser Sachverhalt aufgezeigt (Abbildung 46). Die Aufnahmen des flüssigen Kraftstoffstrahls und des Flammeneigenleuchtens stammen aus unterschiedlichen Zyklen. Da die zyklischen Schwankungen allerdings gering sind, ist ein direkter Vergleich zulässig. Die lokale Position des flüssigen Kraftstoffs und des Flammeneigenleuchtens kann durch die hinterlegte Brennraumskalierung direkt zugeordnet werden.

Bis -2°KW nach OT wird der Einspritzvorgang nicht durch die Verbrennung beeinflusst. Zum Aufnahmezeitpunkt -1°KW nach OT wird das erste Flammenleuchten detektiert. Die Lage des Flammeneigenleuchtens deutet darauf hin, dass die Zündung um den flüssigen Kraftstoffkern stattfindet. Der Selbstzündungsprozess wird in Kapitel 6.3 detailliert beschrieben. Die Eindringtiefe nimmt von 2°KW bis 1°KW vor OT allerdings weiterhin zu. Die Breite des Kraftstoffstrahls nimmt jedoch ab, was durch die seitliche Verbrennung und der damit ansteigenden Temperatur begründbar ist. Im weiteren Verlauf bei OT ist das seitliche Flammenleuchten ausgeprägter und an der Spitze des flüssigen Kraftstoffstrahls ist Flammenleuchten vorhanden. Infolge dieses Einflusses wird der flüssige Kraftstoffstrahl verkürzt und eingeschnürt. Mit Intensivierung der Verbrennung im weiteren Verlauf findet eine weitere Verkürzung des flüssigen Kraftstoffstrahls statt.

Die vorgestellten Messdaten zeigen den bekannten nahezu linearen Anstieg der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase, wie er beispielsweise aus Druckkammern bekannt ist. Mit Einsetzen der Verbrennung zeigt sich ein Rückgang der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase. Es konnte aufgezeigt werden, dass die Ursache dafür im Unterschied zwischen flüssiger Eindringtiefe und Lift-Off Länge liegt. Bei Düsenlochdurchmessern, wie sie im Bereich mittelschnelllaufender Dieselmotoren verwendet werden, findet die Verbrennung um einen flüssigen Strahlkern statt, was zur Steigerung der Verdampfungsrate und damit zur Verkürzung der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase führt. Die Überlagerung von Messungen des flüssigen Kraftstoffstrahls und des Flammeneigenleuchtens zeigen diesen Sachverhalt. Außerdem wurden die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase und die Lift-Off Länge für verschiedene Ladedrücke vermessen. Es konnte ein Zusammenhang zwischen dem Rückgang der Eindringtiefe der Flüssigphase und der Lift-Off Länge aufgezeigt werden.

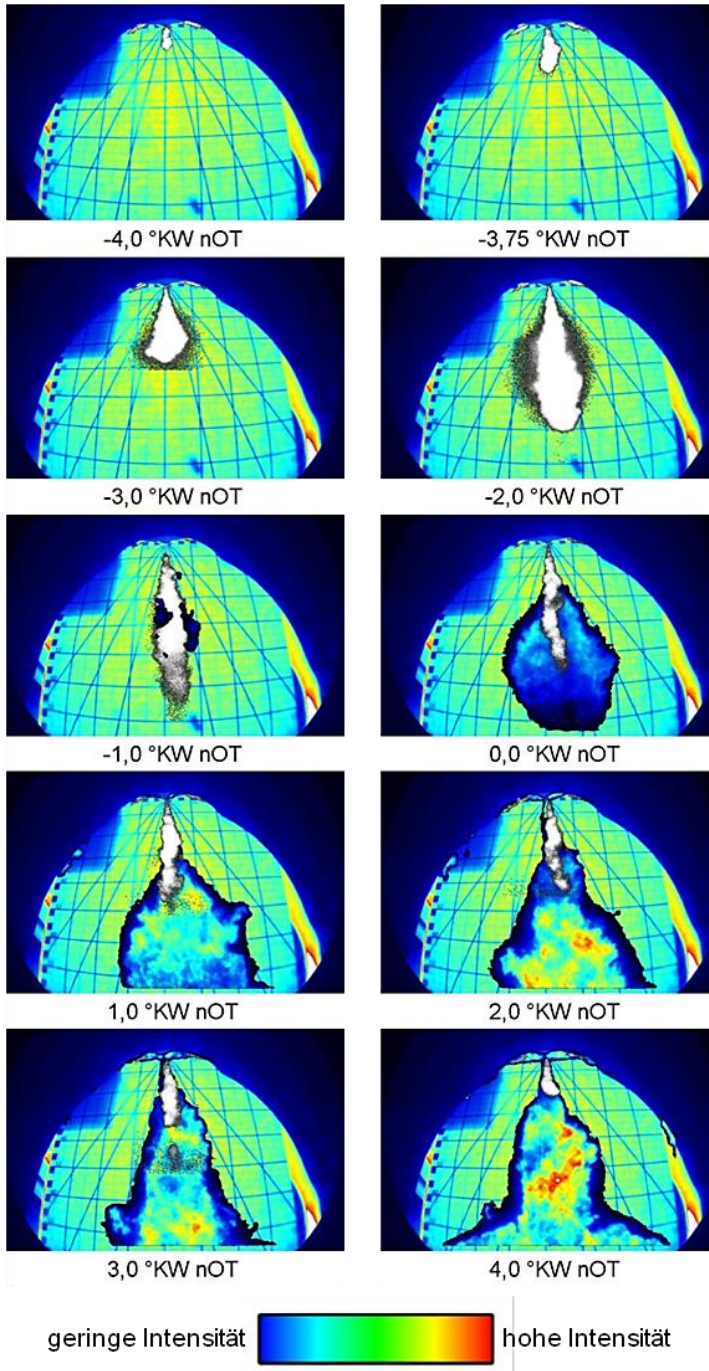


Abbildung 46: Gleichzeitige Darstellung von Mie-Streulicht und Flammeneigenleuchten mit Brennraumskalierung (Betriebspunkt 1, Düse 4)

6.2.3 Einflussgrößen

Untersuchungen zur Kraftstoffeinspritzung in Druckkammern unter Bedingungen eines mittelschnelllaufenden Dieselmotors sind bereits aus mehreren Publikationen bekannt (siehe Kapitel 3.2). Jedoch gibt es kaum Informationen darüber, wie sich die Bedingungen im realen Dieselmotor auf den Kraftstoffstrahl auswirken. Im Rahmen dieser Untersuchungen wurden Aufladung, Drall, Einspritzdruck und Spritzlochdurchmesser variiert. Diese Informationen werden insbesondere bei der Brennverfahrensauslegung und der Validierung von Simulationsmodellen benötigt.

Aufladung

Die Aufladung des Dieselmotors ist direkt mit einer Steigerung des Zylinderdruckniveaus im Hochdruckteil verbunden. Damit einher geht ein linearer Anstieg der Gasdichte im Brennraum, wohingegen die Brennraumtemperatur (bei entsprechender Ladeluftkühlung) kaum beeinflusst wird. In Tabelle 8 sind die Randbedingungen der Messung der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase angegeben. Die Werte für Gegendruck, Temperatur und Dichte beziehen sich auf den Zustand zu Beginn der Einspritzung.

	Ladedruck 2,1bar	Ladedruck 2,6bar	Ladedruck 3,1bar
Düsenlochzahl [-]	6	6	6
Raildruck [bar]	1400	1400	1400
Gegendruck [bar]	60	75	89
Temperatur [K]	839	839	838
Dichte [kg/m ³]	24,9	31,2	37,0

Tabelle 8: Randbedingungen der Ladedruckvariation

Die Randbedingungen sind für die Versuche konstant gehalten, lediglich der Gegendruck wurde variiert. Dieser geht linear in die ideale Gasgleichung ein, weshalb die Gasdichte mit zunehmendem Zylinderdruck ansteigt. Der Einfluss einer Dichteänderung auf die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase ist aus Druckkammeruntersuchungen bekannt, z.B. [20], [70], [130]. Laut [20] bewirkt eine Erhöhung des Gegendrucks eine Verkürzung der Break-Up Länge (flüssiger, dichter Strahlkern am Austritt des Düsenstritzloches), was auf einen schnelleren Strahlzerfall im Düsenbereich schließen lässt.

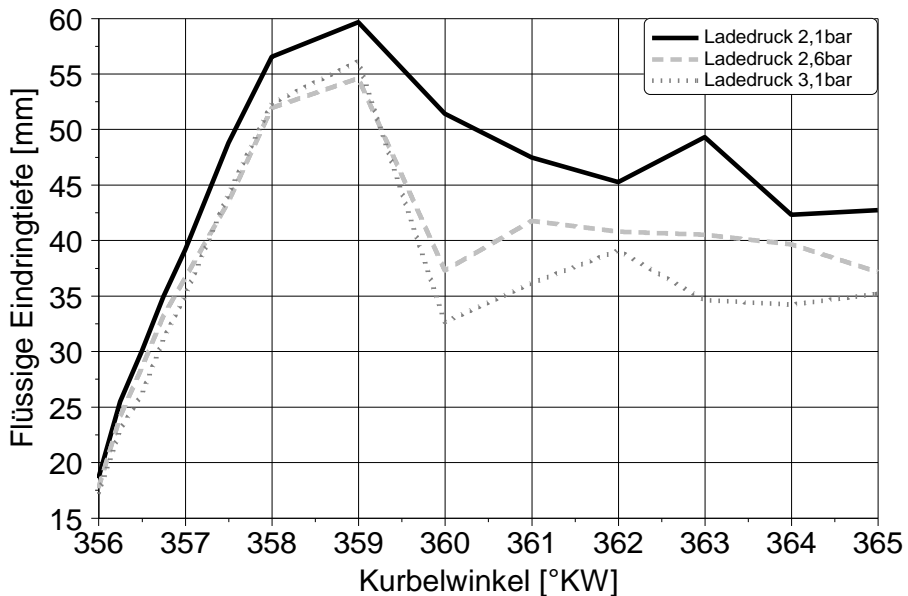


Abbildung 47: Einfluss des Ladedrucks auf die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase (Betriebspunkt 3 mit 2,1bar -, 2,6bar - und 3,1bar Ladedruck, Düse 4)

Für die Ladedrücke 2,1bar und 3,1bar ist eine klare Tendenz zu geringerer Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase mit höherer Aufladung über den gesamten Einspritzvorgang erkennbar. Die Messungen mit 2,6bar Ladedruck zeigen ein weniger klares Verhalten. Zu Beginn liegt die Kurve, wie zu erwarten, zwischen 2,1 bar und 3,1 bar Ladedruck. Im Bereich zwischen 357,5 °KW und 359 °KW ist die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase geringer als mit 3,1bar Ladedruck, was auf Messunsicherheiten hindeutet. Evtl. war die stochastische Verteilung der 20 Einzelmessungen ungünstig, was zu geringfügigen Abweichungen führen kann. Während der Verbrennung zeigt sich erneut eine stärkere Reduzierung der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase mit höherem Ladedruck. Mögliche Ursachen hierfür wurden in der Diskussion zu Abbildung 45 in Kapitel 6.2.2 bereits beschrieben.

Drallströmung

Mit der Erhöhung des Drall-Niveaus im Brennraum wird die Strömungsgeschwindigkeit in Umfangrichtung erhöht. Daraus resultiert eine stärkere Durchmischung von Luft und Kraftstoff. Der Einfluss unterschiedlicher

Drallströmungen auf die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase ist in Abbildung 48 dargestellt.

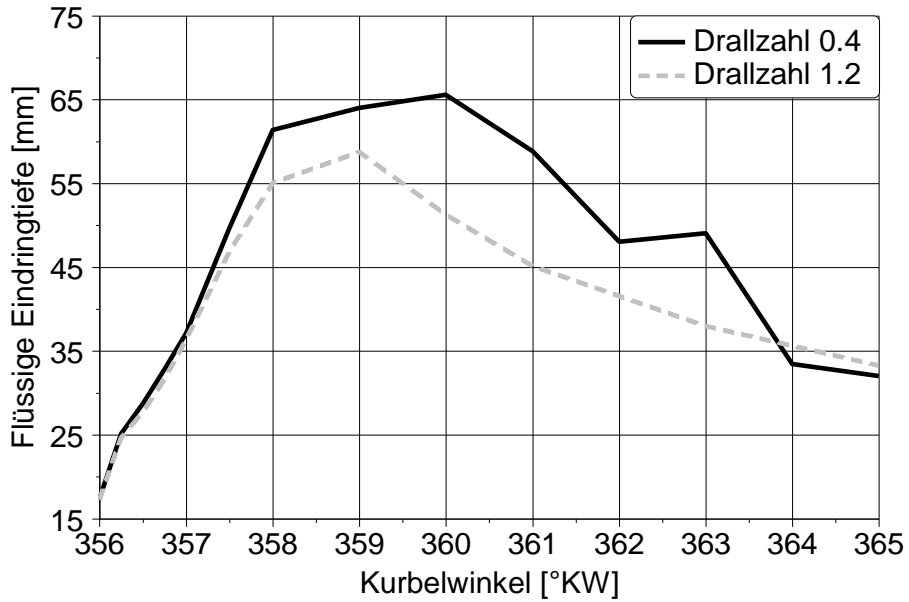


Abbildung 48: Einfluss des Drall-Niveaus auf die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase (Betriebspunkt 1 mit - und ohne Drallblende, Düse 4)

Zu Beginn der Einspritzung ist kaum ein Einfluss des höheren Drall-Niveaus sichtbar. In der Nähe des Injektors ist der flüssige Strahlkern sehr dicht, die axiale Tropfengeschwindigkeit groß und die Geschwindigkeitskomponente in Umfangsrichtung gering. Deshalb ist der Einfluss auf die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase am Düsenaustritt durch das höhere Drall-Niveau im Brennraum sehr schwach bzw. liegt außerhalb der Nachweisbarkeit. Ab einer Eindringtiefe von ca. 40mm ist ein weiteres Eindringen des flüssigen Kraftstoffs in den Brennraum bei geringem Drall festzustellen. Mit zunehmender Eindringtiefe wächst dieser Unterschied an. Mit größerer Entfernung zum Injektor wird der flüssige Strahlkern weniger dicht, die axiale Tropfengeschwindigkeit sinkt und der Einfluss der höheren Drallzahl wird stärker. Zum Zeitpunkt des ersten Flammeneigenleuchtens im Brennraum, das für beide Drallzahlen bei ca. 1 °KW vor OT stattfindet, liegt die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase mit geringem Drallniveau 16% über der mit hohem Drall-Niveau. Eine Verkürzung der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase infolge einer Drallströmung wurde von Lee et. al. durch den Einsatz einer rotierenden Druckkammer ebenfalls festgestellt [131].

Nach Einsetzen der Verbrennung vergrößert sich der Unterschied. Dies lässt sich durch die bessere Durchmischung von Luft und Kraftstoff infolge der höheren Drallströmung erklären. Durch eine bessere Gemischbildung entsteht näher am Injektor ein brennbares Gemisch, was zu höheren lokalen Gastemperaturen führt. Infolgedessen wird der flüssige Kraftstoffstrahl durch eine höhere Verdampfungsrate stärker verkürzt.

Einspritzdruck

Der Einfluss des Einspritzdrucks auf die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase wurde in zahlreichen Arbeiten an Druckkammern untersucht, z.B. [20], [59], [70], [132], [133]. Insbesondere in [132] wurde der Einfluss des Druckabfalls an der Düse intensiv vermessen. Für unterschiedliche Umgebungstemperaturen, Gasdichten, Düsenlochdurchmesser und Kraftstoffe konnte festgestellt werden, dass der Einspritzdruck kaum Einfluss auf die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase hat. Für die hier vorgestellten Untersuchungen muss das verwendete Einspritzsystem bzw. der damit verbundene Einspritzdruckverlauf berücksichtigt werden. Durch die Erfassung von Raildruck und Einspritzdruck (Druckmessstelle am Injektor) kann der Druckunterschied zwischen Druckspeicher und Injektor bestimmt werden. Untersuchungen haben gezeigt, dass infolge weiterer Drosselstellen zwischen der Messstelle zur Erfassung des Einspritzdrucks und dem Sacklock ein Druckabfall von ca. 100bar stattfindet. Der prinzipielle Verlauf von Injektorbestromung, Nadelhub und Einspritzdruck für verschiedene Einspritzdrücke kann Abbildung 49 entnommen werden. Der Einspritzdruckverlauf unterscheidet sich durch die für die optischen Untersuchungen angefertigte 6-Loch-Düse und ein abgeändertes Hydrauliksystem zur Serienkonfiguration.

Bei konstantem Einspritzzeitpunkt sind die Injektorbestromung und der Nadelhub für verschiedene Einspritzdrücke nahezu identisch. Auch der Beginn des Druckanstiegs im Injektor ist vergleichbar. Ein höherer Einspritzdruck macht sich am stärksten im Bereich des Öffnens der Düsennadel bemerkbar. Mit Öffnen des Injektors sinkt der Druck für beide Einspritzdrücke auf ein ähnliches Niveau ab. Demnach sind die Hauptunterschiede auf das Spritzbild zu Beginn der Einspritzung zu erwarten.

Abbildung 50 zeigt die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase für verschiedene Einspritzdrücke. Die angegebenen Einspritzdrücke stellen das Druckmaximum, gemessen am Injektor während der Einspritzung, dar. Tabelle 9 zeigt den Druckabfall zwischen Druckspeicher, Einspritzdruckmessstelle und Düsennadel für diese Betriebspunkte.

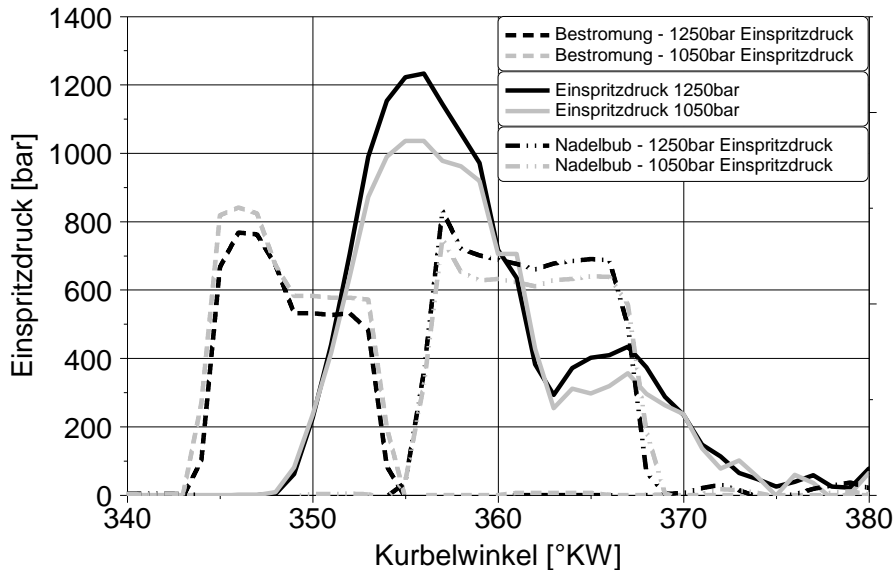


Abbildung 49: Zusammenhang zwischen Bestromung, Einspritzdruck und Nadelhub (Betriebspunkt 3 mit 1050bar – und 1250bar Einspritzdruck, Düse 4)

Raildruck [bar]	Max. Einspritzdruck [bar]	Max. Sacklochdruck [bar]
1700	1180	ca. 1080
1370	980	ca. 880

Tabelle 9: Übersicht des Kraftstoffdrucks im Einspritzsystem

Das erste Flammenleuchten wurde für 980bar Einspritzdruck bei 1,075°KW vor OT und für 1180bar bei 0,925°KW vor OT detektiert. Vor Einsetzen der Verbrennung sind kaum Unterschiede im Verlauf der Eindringtiefe der Kraftstofflüssigphase sichtbar. Dies deckt sich mit den Ergebnissen aus den Druckkammeruntersuchungen. Nach Verbrennungsbeginn ist jedoch ein deutlicher Unterschied erkennbar. Mit höherem Einspritzdruck sinkt die Eindringtiefe der Kraftstofflüssigphase stärker ab, als es für den geringeren Einspritzdruck der Fall ist. Die Erklärung hierfür liegt in der besseren Gemischbildung mit höherem Einspritzdruck. Durch die bessere Kraftstoffzerstäubung und die damit verbundenen kleineren Tropfendurchmesser verdampft der Kraftstoff schneller. Dies bedeutet, dass bereits näher am Düsenlochaustritt ein brennbares Gemisch aus Luft und Kraftstoff vorliegt. Als Folge findet die Verbrennung näher am Injektor statt, wodurch dort höhere lokale Gastemperaturen entstehen. In Folge dessen steigt die

Verdampfungsrate des flüssigen Kraftstoffsprays an, was zu einer Verkürzung der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase führt. Der geringe Unterschied der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase am Ende der Einspritzung kann durch das ähnliche Einspritzdruckniveau zu diesem Zeitpunkt erklärt werden.

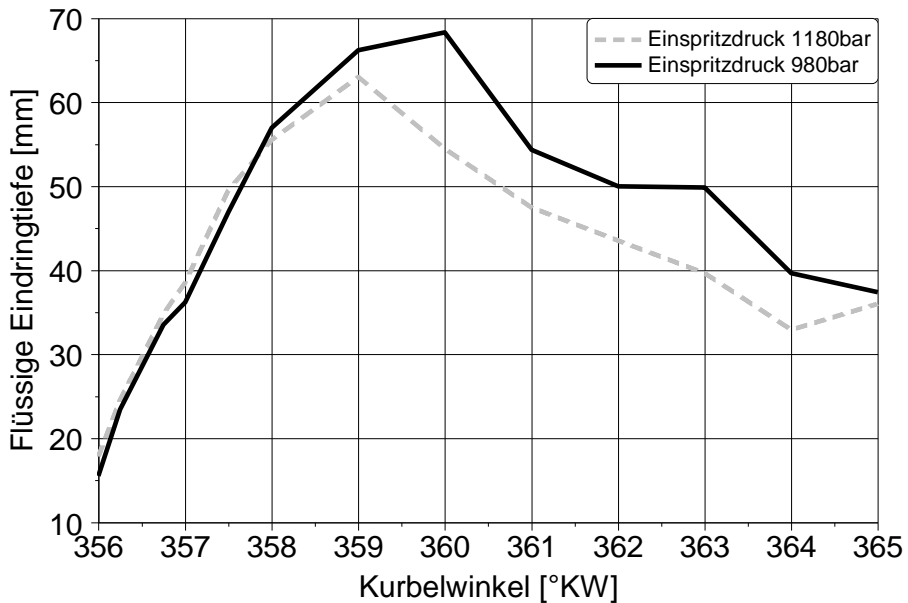


Abbildung 50: Einfluss des Einspritzdrucks auf die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase (Betriebspunkt 1 mit Drallblende und 980bar – bzw. 1180bar Einspritzdruck, Düse 4)

Düsenlochdurchmesser

Die Reduzierung des Spritzlochdurchmessers in Kombination mit einer Einspritzdruckanhebung sorgt für eine verbesserte Gemischbildung und bietet die Möglichkeit, die Einspritzdauer nur wenig oder gar nicht verändern zu müssen. In Kombination mit einer Steigerung der AGR-Rate können so NO_x - und Rußemissionen gleichermaßen gesenkt werden. Der Einfluss einer Verkleinerung des Spritzlochdurchmessers auf die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase ist aus zahlreichen Arbeiten bekannt (siehe Kapitel 3.2). Der Einfluss des Spritzlochdurchmessers auf die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase unter motorischen Bedingungen, insbesondere nach Einsetzen der Verbrennung, ist im

Bereich der mittelschnelllaufenden Dieselmotoren jedoch ein noch unerforschtes Gebiet.

Abbildung 51 zeigt die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase für verschiedene Düsenlochdurchmesser und die dazugehörigen Nadelhubsignale. Aufgrund gleicher Motorlast und gleichem Einspritzdruck musste die Dauer der Einspritzung bei reduziertem Spritzlochdurchmesser angepasst werden. Dies hat zur Folge, dass die Einspritzung mit großem Spritzlochdurchmesser bereits beendet ist, während mit kleinem Spritzlochdurchmesser weiter Kraftstoff zugeführt wird.

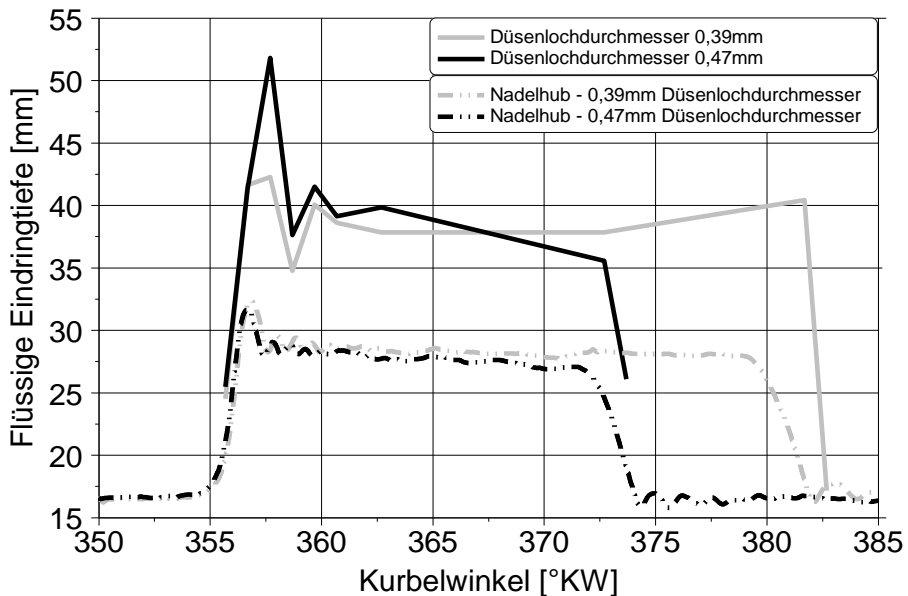


Abbildung 51: Einfluss des Düsenlochdurchmessers auf die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase (50% Last, Ladedruck 2,5bar, Gegendruck 1,2bar, 5° v. OT Einspritzzeitpunkt, Einspritzdruck 1300bar, Drallzahl 0.4, Schweden-Diesel, Düse 4 und Düse 5, Kolben A)

Zu Beginn der Einspritzung zeigt sich nahezu kein Unterschied in der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase. Bei $-3,3$ °KW nach OT, dem letzten Messpunkt vor Eintreten der Verbrennung, ist die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase nahezu identisch. Nach Beginn der Verbrennung steigt die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase mit größerem Spritzlochdurchmesser weiter nahezu linear an, während mit kleinerem Spritzlochdurchmesser der flüssige Kraftstoff kaum weiter eindringt. Klarheit über diesen Unterschied und mögliche Ursachen dafür liefern repräsentative Einzelaufnahmen. Abbildung 52 zeigt den Einspritzprozess bis zum

Eintreten der Abnahme der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase. Außerdem sind Bereiche mit hoher Rußkonzentration durch ihre sehr geringe Intensität erkennbar (Ursache siehe Kapitel 6.2.1). Zum Aufnahmezeitpunkt 2,3 °KW vor OT ist mit kleinem Spritzlochdurchmesser ein ausgeprägter kegelförmiger Bereich mit rußender Verbrennung und eine bereits zurückgehende Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase zu sehen. Zum gleichen Aufnahmezeitpunkt zeigt sich mit größerem Spritzlochdurchmesser ein kleinerer zylindrischer Bereich stark rußender Verbrennung und eine weiter zunehmende Ausbreitung der flüssigen Kraftstoffphase. Dieser Unterschied lässt auf eine bessere Gemischbildung mit kleinerem Spritzlochdurchmesser zurückzuführen. Des Weiteren kann daraus gefolgert werden, dass durch die schnellere Gemischaufbereitung die lokale Temperatur um den flüssigen Kraftstoffstrahl zunimmt. Als Folge steigt die Verdampfungsrate, wodurch der flüssige Kraftstoffstrahl verkürzt wird. Im weiteren Verlauf liegt die Eindringtiefe der Flüssigphase für beide Spritzlochdurchmesser auf einem ähnlichen Niveau.

Eine signifikante Abnahme der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase nach Einsetzen der Verbrennung scheint lediglich bei großen Düsen-spritzlochdurchmessern, wie sie typischerweise im Bereich der mittelschnelllaufenden Dieselmotoren verwendet werden, stattzufinden. Die vorgestellten Messungen haben gezeigt, dass bereits bei einem Düsen-spritzlochdurchmesser von 0,39mm der Rückgang der Kraftstoffflüssigphase deutlich geringer ausfällt. Es ist deshalb zu erwarten, dass bei weiterer Verkleinerung des Spritzlochdurchmessers keine Verkürzung der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase mehr stattfindet. Zur genauen Beschreibung dieser von Spritzlochdurchmesser, Einspritzdruck, Kraftstoff etc. abhängigen Grenze und zur Validierung von dahingehend angepassten Einspritzmodellen sind allerdings weitere Untersuchungen notwendig.

Tabelle 10 zeigt zusammenfassend die Auswirkung einer Veränderung der untersuchten Einflussgrößen auf die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase vor- und nach Einsetzen der Verbrennung.

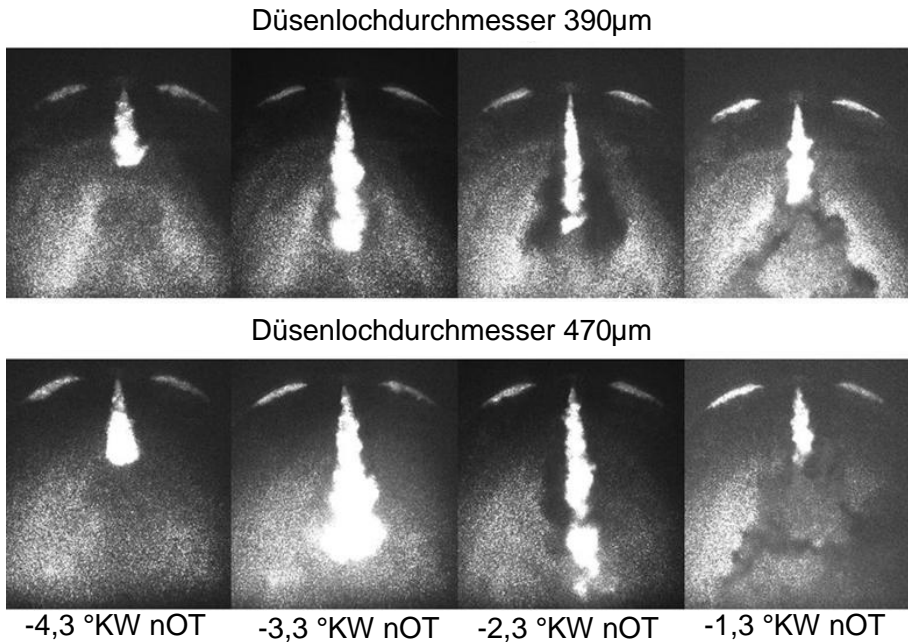


Abbildung 52: Verkürzung des flüssigen Kraftstoffsprays für unterschiedliche Düsenlochdurchmesser (50% Last, Ladedruck 2,5bar, Gegendruck 1,2bar, 5° v. OT Einspritzzeitpunkt, Einspritzdruck 1300bar, Drallzahl 0.4, Schweden-Diesel, Düse 4 und Düse 5, Kolben A)

	Eindringtiefe vor Einsetzen der Verbrennung	Eindringtiefe nach Einsetzen der Verbrennung
Aufladung \uparrow	\downarrow	$\downarrow\downarrow$
Drallniveau \uparrow	\downarrow	$\downarrow\downarrow$
Einspritzdruck \uparrow	\approx	\downarrow
Spritzloch- ϕ \downarrow	\approx	\downarrow

Tabelle 10: Zusammenfassung der Einflussgrößen auf die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase des Kraftstoffs

6.2.4 Vergleich mit Ergebnissen der CFD-Simulation

Für die Vorhersagequalität von Simulationsmodellen für ein möglichst breites Einsatzgebiet ist es wichtig, die ablaufenden physikalischen und chemischen Prozesse möglichst präzise zu beschreiben. Die zeitliche Verteilung des flüssigen Kraftstoffs im Brennraum ist stark von der Einspritzrate, den Kraftstoffeigenschaften, den Zerfallsprozessen und der Kraftstoffverdampfung abhängig. Im Gegensatz zur quantitativen räumlichen Verteilung des gasförmigen Kraftstoffs ist die Messung der flüssigen Kraftstoffphase verhältnismäßig einfach bestimmbar. Der Vergleich zwischen simuliertem- und messtechnisch erfasstem flüssigem Kraftstoff kann als Zwischenkontrolle der Güte der verwendeten Simulationsmodelle verstanden werden. Zwar können sich fehlerhafte Einflüsse einzelner Prozessschritte der Simulationsmodelle gegeneinander aufwiegen, dennoch besteht die Möglichkeit ein Teilergebnis der Gemischbildung, die Verteilung der flüssigen Kraftstoffphase, zu validieren. Insbesondere für die Vorhersagequalität der Emissionsmodelle ist es außerordentlich wichtig, die lokale Verteilung von Luft und Kraftstoff möglichst genau abzubilden. Abbildung 53 zeigt die berechnete und simulierte Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase für verschiedene Ladedrücke. Die Brennraumbedingungen zum Zeitpunkt des Einspritzbeginns können Tabelle 8 entnommen werden.

Generell zeigen sowohl die berechneten, als auch die gemessenen Kurven ein einheitliches Verhalten bzgl. der Aufladung bzw. der Gasdichte im Brennraum. Je höher die Gasdichte, umso weniger weit dringt der flüssige Kraftstoff in den Brennraum ein. Der Einfluss der Gasdichte wird vom CFD-Modell jedoch leicht überschätzt.

Im Anstieg der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase und damit der Eindringgeschwindigkeit zeigen sich zudem Unterschiede. Die in der Simulation berechnete Eindringgeschwindigkeit der Kraftstoffspitze ist in Injektornähe deutlich höher als die tatsächlich gemessene (Abbildung 54). Mit zunehmender Entfernung zum Injektor nimmt die berechnete Eindringgeschwindigkeit deutlich stärker ab. Evtl. werden die Widerstandsbeiwerte im Simulationsmodell falsch angenommen, wodurch ein zu großer Luftwiderstand berechnet werden würde.

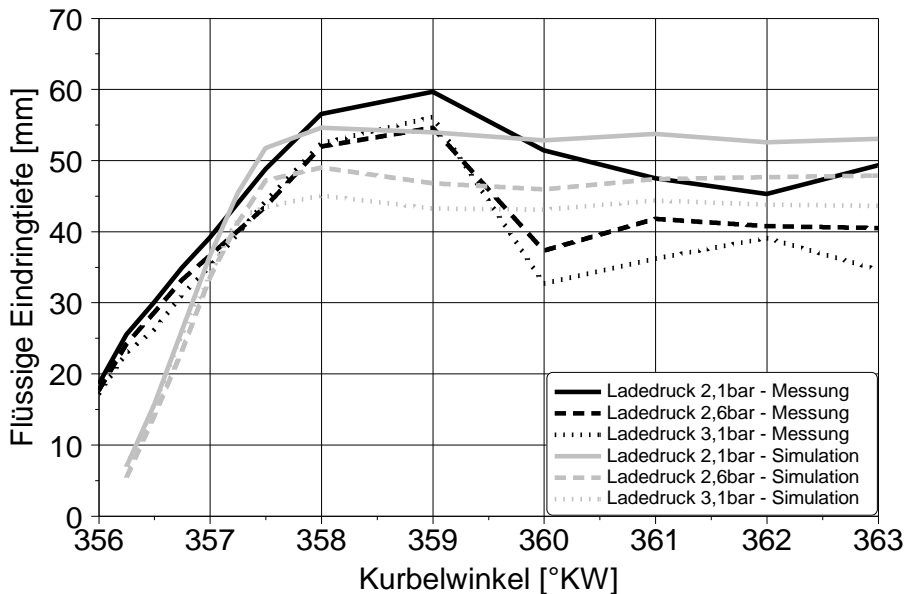


Abbildung 53: Vergleich der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase für verschiedene Ladedrücke (Betriebspunkt 3, Düse 4)

Auch in der maximalen Eindringtiefe weichen die Simulationsdaten ab. Es werden je nach Ladedruck ca. 10 - 20% niedrigere Werte berechnet und das Maximum wird früher erreicht. Als mögliche Ursachen dafür kommen verschiedene Einflüsse in Betracht. Die hohe Eindringgeschwindigkeit, welche die aerodynamischen Kräfte auf die Tropfen erhöht, führt zu einem schnelleren Tropfenzerfall und somit zu einer kürzeren Eindringtiefe der Flüssigphase. Denkbar sind auch durch die Zerfallsmodelle zu klein angenommene Tropfengrößen oder eine zu hohe Verdampfungsrate.

Nach Einsetzen der Verbrennung nimmt die gemessene Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase ab, wohingegen die berechnete Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase nahezu konstant den Maximalwert beibehält. Wie bereits beschrieben, tritt dieser Effekt nur bei großen Düsenspritzlochdurchmessern, wie sie in mittelschnelllaufenden Dieselmotoren verwendet werden, auf. Die Einspritzmodelle wurden anhand von deutlich kleineren Spritzlochdurchmessern erstellt und werden diesem Verhalten somit nicht gerecht. Es muss genauer untersucht werden, ob die physikalische Abbildung der realen Vorgänge in den CFD-Modellen genau genug ist, um die beschriebene Reduzierung der flüssigen

Kraftstoffphase abbilden zu können, oder ob eine Erweiterung der Einspritz- und Verdampfungsmodelle notwendig ist.

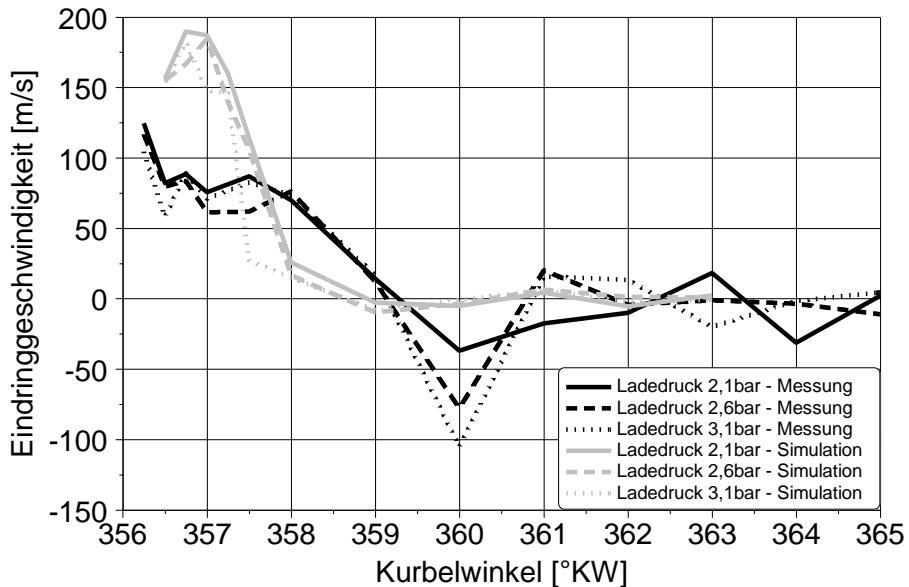


Abbildung 54: Eindringgeschwindigkeiten der Spitze der flüssigen Kraftstoffkeule aus Experiment und Simulation (Betriebspunkt 3, Düse 4)

6.2.5 Vergleich mit Penetrations-Modellen

Über empirisch ermittelte Formeln kann die Eindringtiefe der Flüssigphase recht einfach bestimmt werden. Allerdings gibt es bisher kaum Untersuchungen, welche die Tauglichkeit für mittelschnellaufende Dieselmotoren nachweisen. In [80] wurden optische Messungen der Eindringtiefe der Flüssigphase an einem mittelschnellaufenden Dieselmotor (Bohrung = 200mm, Hub = 280mm) mit den Modellen von Hiroyasu & Arai sowie Dent verglichen. Zwischen der messtechnisch erfassten Eindringtiefe und dem Modell von Dent konnte eine sehr gute Übereinstimmung aufgezeigt werden.

Die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit werden in Abbildung 55 ebenfalls mit den Modellen von Hiroyasu und Arai [20], Dent [134] und zusätzlich mit einem Modell von Naber und Siebers [130] verglichen. Zum Vergleich der Ergebnisse wurden die Daten in °KW nach Einspritzbeginn umgerechnet. Es zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen dem Modell von Dent und den Messungen dieser Arbeit

bis zum Einsetzen der Verbrennung. Ein möglicher Grund für die Abweichungen zu den Modellen von Hiroyasu & Arai und Naber & Siebers kann in der Vernachlässigung der Umgebungstemperatur (T_U) dieser Modelle liegen. Bei Dent wird diese mit $T_U^{-0,25}$ berücksichtigt. Auch hier kann der Rückgang der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase nicht abgebildet werden. Denkbar wäre eine Erweiterung des Modells von Dent durch die Beschreibung der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase nach Einsetzen der Verbrennung.

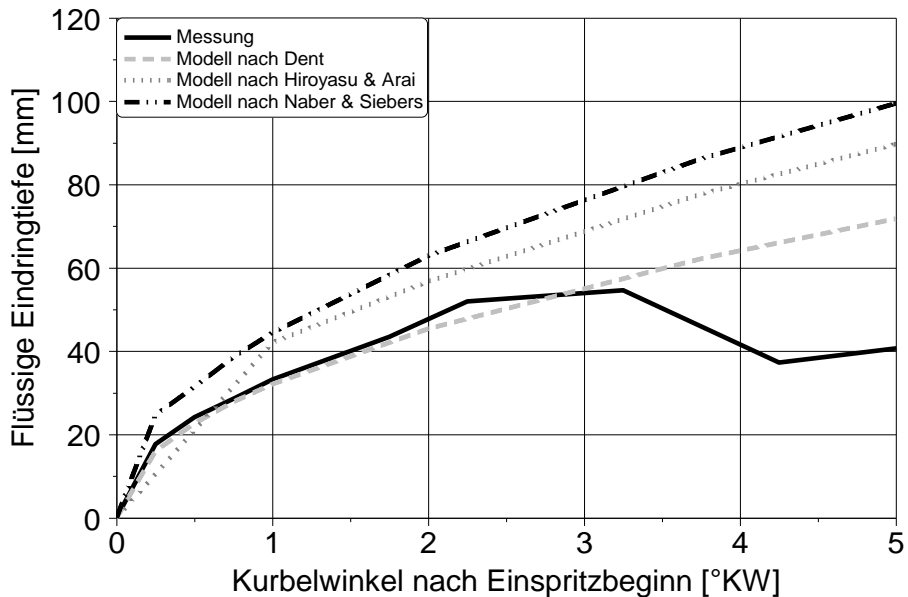


Abbildung 55: Vergleich der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase mit Penetrations-Modellen (Betriebspunkt 3 mit 2,6bar Ladedruck, Düse 4)

6.3 Gemischbildung / Zündung

Im vorherigen Kapitel wurde die Verteilung der flüssigen Kraftstoffphase im Brennraum als erster Zwischenschritt der Gemischbildung behandelt. Im Rahmen dieses Kapitels wird nun auf die Verteilung der gasförmigen Phase des Kraftstoffs bzw. deren Durchmischung mit Luft und die Bildung von Zündorten eingegangen. Die messtechnische Erfassung der quantitativen Verteilung der gasförmigen Kraftstoffphase über typischerweise laserinduzierte Fluoreszenz (LIF) ist sehr

aufwändig und fehlerbehaftet. Zudem werden sehr hohe Anforderungen an die optische Zugänglichkeit des Versuchsträgers gestellt und der Einsatz eines Ersatzkraftstoffs ist zwingend notwendig, wodurch die Messergebnisse nur eingeschränkt belastbar sind. Aus diesen Gründen wird in diesem Kapitel auf ein gut validiertes CFD-Modell (siehe Kapitel 4.5) zurückgegriffen, mit dem sowohl die Gemischbildung als auch die Zündbereiche mit guter Genauigkeit ermittelt werden.

Zu Beginn dieses Abschnitts soll anhand eines exemplarischen Betriebspunktes das Zusammenwirken von flüssiger Kraftstoffphase, Gemischbildung, Verteilung von OH-Radikalen und des Flammenleuchtens veranschaulicht werden. Die Ergebnisse geben Aufschluss über den zeitlichen Ablauf von vorgemischter- und nicht vorgemischter Verbrennung. Hier diskutierte Effekte dienen anschließend dem Verständnis bei der Beschreibung der Einflüsse verschiedener Betriebsparameter auf die Teilprozesse Gemischbildung und Zündung.

6.3.1 Detaillierte Betrachtung

Abbildung 56 zeigt einen Einspritzvorgang von der Entstehung der ersten OH-Radikale bis weit in die nicht vorgemischte Verbrennungsphase. Die Düsenadel öffnet bei 5°KW vor OT und ist bei $7,0^\circ\text{KW}$ nach OT geschlossen. Die berechnete OH-Radikal-Verteilung ist in einer Schnittebene entlang der Spraymittelachse dargestellt. Die Sicht auf die Schnittebene wurde im Simulationsmodell so gewählt, dass sie der Blickrichtung der für die Messungen verwendeten Kamera entspricht. Zu beachten ist, dass aufgrund des 90° Gesichtsfeldwinkels des verwendeten Endoskops der Sichtbereich der messtechnisch ermittelten Daten größer ist als der der Simulationsdaten. Aus diesem Grund sind die Simulationsdaten nur bis zu einer „Eindringtiefe“ von 60mm dargestellt. Zur besseren Orientierung und zur Veranschaulichung der Effekte werden alle Daten mit einer Brennraumskalierung hinterlegt. Es handelt sich um den gleichen Betriebspunkt, für den bereits in Abbildung 46 die flüssige Kraftstoffphase und das Flammenleuchten dargestellt wurden.

Die ersten OH-Radikale sind bei $3,25^\circ\text{KW}$ vor OT in einer Entfernung von ca. 15mm vom Injektor vorhanden. Ihre räumliche Ausbreitung ist seitlich um den flüssigen Kraftstoffkern. Die OH-Radikale sind in einem Bereich des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses von 0,5 bis 5 verteilt, wobei die Maximalkonzentration entlang der $\lambda = 2$ Isolinie verläuft. Die lokale Temperatur liegt in diesem Bereich bei 2100K bis 2200K. Im weiteren Verlauf steigt die OH-Radikal-Konzentration an und folgt der axialen Ausbreitung des Kraftstoffstrahls. Das erste Flammenleuchten und

damit der Beginn der Rußbildung wurde bei 1°KW vor OT (Abbildung 46) detektiert. Da die Rußbildung nur in fetten Bereichen erfolgt, lässt dies den Schluss zu, dass ab hier die nicht vorgemischte Verbrennung (Diffusionsverbrennung) beginnt. Die räumliche Verteilung von OH-Radikalen und Flammenleuchten ist für diesen Zeitpunkt sehr ähnlich.

Normalerweise zeigen Messungen der Verteilung von OH-Radikalen und des Flammeneigenleuchten, dass die Entfernung vom Düsenlochaustritt zu den ersten OH-Radikalen geringer ist als der Abstand zum Flammeneigenleuchten. In [129] wurde beispielsweise für einen Injektor mit einem Düsenlochdurchmesser von 0,181mm, einem Einspritzdruck von 1100bar und einer Gasdichte von $22,8\text{kg/m}^3$ die OH-Radikal-Bildung und die Rußbildung gemessen. Hier lag der Abstand von Injektor bis zu den ersten gebildeten OH-Radikalen bei 29mm, während die Rußbildung erst bei 40mm einsetzt. Dieser deutliche Unterschied wurde in den hier vorgestellten Untersuchungen nicht festgestellt. Allerdings wird in [129] auch gezeigt, dass mit größerem Spritzlochdurchmesser der Bereich, in dem die ersten OH-Radikale gebildet werden, fetter wird. Bei einer Vergrößerung des Spritzlochdurchmessers auf die hier verwendeten 0,47mm wird der Luftanteil im Kraftstoffspray weiter deutlich verringert, was bereits im Bereich der ersten OH-Radikal-Bildung zur Rußbildung führen kann. Dies würde die sehr ähnliche Verteilung von OH-Radikalen und Flammenleuchten bei diesen Untersuchungen erklären. Um diese Fragestellung klären zu können, müssen Messungen der OH-Chemilumineszenz durchgeführt werden.

Im weiteren Verlauf wachsen die Bereiche mit OH-Radikalen an, was mit einer Intensivierung der Verbrennung gleichzusetzen ist, und verschieben sich in Einspritzrichtung. Im oberen Totpunkt sind lokal, in Bereichen höchster OH-Radikal-Konzentration, Temperaturen über 2300K vorhanden. Die hohen Temperaturen befinden sich in direkter Nähe zum noch flüssigen Kraftstoff. Demnach kann hier von einer stark gesteigerten Verdampfungsrate durch den Einfluss der Verbrennung ausgegangen werden. Die anschließende Verkürzung der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase stärkt diese Vermutung. Ab ca. 2°KW nach OT stellen sich näherungsweise konstante Bedingungen ein, was für eine Dominanz der nicht vorgemischten Verbrennung spricht. Infolge der Temperaturerhöhung im Brennraum verkürzt sich die Lift-Off-Länge ab 3°KW nach OT, was in der berechneten OH-Radikal-Konzentration und in den Messungen des Flammenleuchtens sichtbar ist.

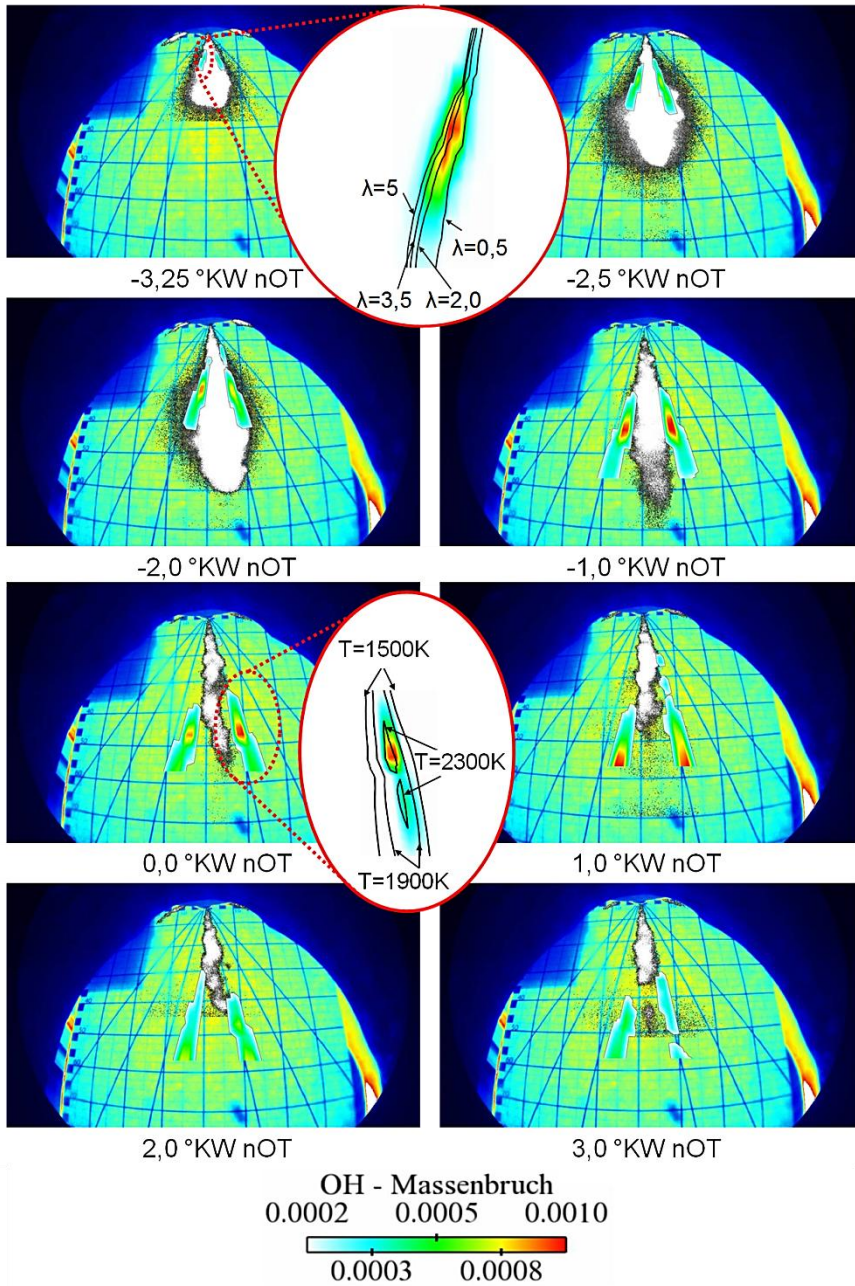


Abbildung 56: Messungen der flüssigen Kraftstoffphase und berechnete OH-Radikal Massenbruchverteilung (Betriebspunkt 1, Düse 4)

6.3.2 Einflussgrößen

Für mittelschnellaufende Dieselmotoren existieren keine Messungen der Kraftstoffverteilung bzw. des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses und der OH-Radikal Verteilung im Brennraum. Aufgrund der beschriebenen Komplexität der messtechnischen Erfassung wurde auch im Rahmen dieser Arbeit darauf verzichtet. Allerdings konnte durch die Validierung eines CFD-Modelles mittels umfangreicher optischer Messtechniken eine sehr gute Übereinstimmung und damit hohe Genauigkeit erzielt werden. Die gute Übereinstimmung von flüssiger Kraftstoffphase, Druck-, Temperatur- und Brennverlauf deuten auf eine realistische Abbildung der Teilprozesse Verdampfung und Gemischbildung durch die Simulation hin. Eine Unsicherheit des Simulationsmodelles in Bezug auf die Verteilung der gasförmigen Kraftstoffphase besteht jedoch durch den in Kapitel 6.2.4 beschriebenen Unterschied der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase nach Einsetzen der Verbrennung.

Aufladung

Der große Einfluss der Aufladung bzw. der Gasdichte auf die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase lässt vermuten, dass die Gasphase des Kraftstoffs davon ebenfalls beeinflusst wird. Zum einen ist von einer geringeren Ausbreitung in Einspritzrichtung auszugehen aufgrund der geringeren Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase, zum anderen nehmen die aerodynamischen Kräfte auf die Kraftstofftropfen zu, was zu einem schnelleren Strahlerfall führt.

Abbildung 57 zeigt den berechneten Kraftstoff-Massenbruch und die $\lambda = 1$ Isolinie in einem Vertikalschnitt entlang der Mittelachse des Kraftstoffstrahls für einen 25% Lastpunkt mit 2,1bar und 3,1bar Ladedruck. Die Randbedingungen der hier vorgestellten Betriebspunkte sind in Tabelle 8 aufgeführt. Bereits bei 3,25°KW vor OT ist eine „Einschnürung“ der gasförmigen Kraftstoffphase zu erkennen. Die zusätzliche Betrachtung von Messungen des Flammeneigenleuchtens bei diesen Betriebspunkten (siehe Abbildung 73) zeigt, dass die „Einschnürung“ dort stattfindet wo eine Verbrennung sichtbar ist. Besonders mit 3,1bar Ladedruck ist dieser Effekt deutlich zu erkennen, während bei 2,1bar Ladedruck ein geringerer Einfluss zu sehen ist. Dies lässt sich durch den kürzeren Zündverzug mit Zunahme des Ladedrucks erklären, was zu einer früheren Umsetzung des Kraftstoffs führt und damit zur Abnahme des Kraftstoffmassenbruchs.

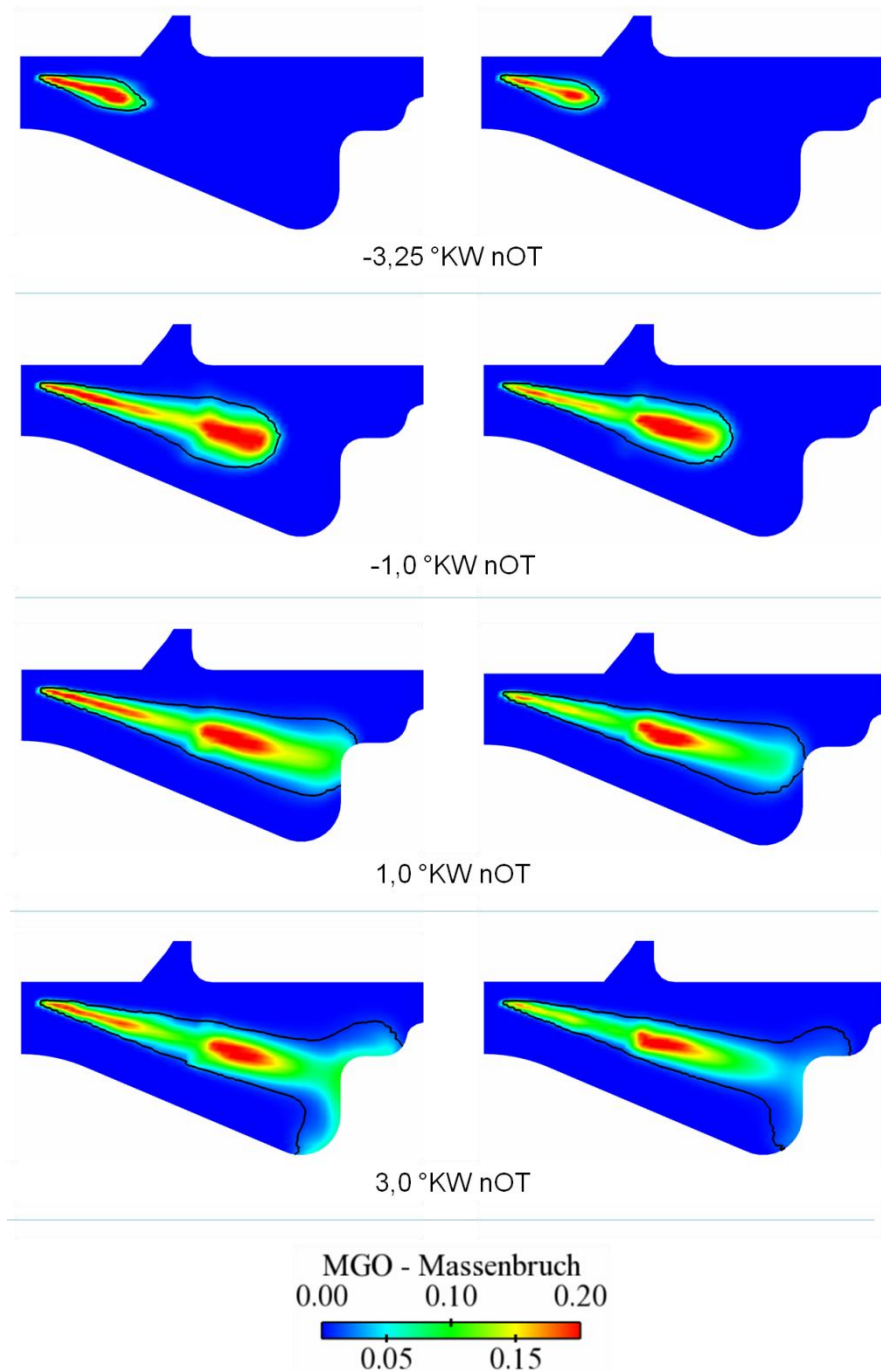


Abbildung 57: Berechnete Verteilung des Kraftstoffmassenbruchs für 2,1bar Ladedruck (links) und 3,1bar Ladedruck (rechts); $\lambda = 1$ Isolinie (Betriebspunkt 3, Düse 4)

Abbildung 58 zeigt die OH-Konzentration zum Zeitpunkt $3,25^\circ\text{KW}$ vor OT und das lokale Luft-Kraftstoff-Verhältnis als Isolinien (Einspritzung von links nach rechts). Auf den Einfluss der Drallströmung wird später detailliert eingegangen. Für 3,1bar Ladedruck sind höhere OH-Konzentrationen und eine nähere Lage am Injektor zu sehen. Auch im weiteren Verlauf ist deutlich zu sehen, wie die Kraftstoffkonzentration durch die näher am Injektor stattfindende und intensivere Verbrennung mit höherem Ladedruck beeinflusst wird. Bei ca. 1°KW nach OT erreicht die Gasphase des Kraftstoffs mit 2,1bar Ladedruck die Kolbenoberfläche, während mit 3,1bar Ladedruck noch ein Abstand vorhanden ist (Abbildung 57). Die Berechnung der Bildung eines flüssigen Wandfilms durch Kondensation des Kraftstoffs wurde in dieser Simulation nicht durchgeführt, da die Wandbenetzung für mittelschnelllaufende Großmotoren kaum von Bedeutung ist und die Berechnungszeit dadurch verlängert wird. Allerdings bewirkt die höhere Kraftstoffkonzentration mit geringerem Ladedruck einen höheren Verbrennungsanteil in Nähe der Brennraumwand, wodurch die Wandwärmeverluste und HC-Emissionen ansteigen. Zudem ist bei 3°KW nach OT für 2,1bar Ladedruck die Aufteilung des Kraftstoffs und damit der Verbrennungsbereiche durch den zweistufigen Kolben zu sehen. Insbesondere mit fortgeschrittener Verbrennung ist eine „Loslösung“ der $\lambda = 1$ Isolinie vom Bereich der hohen Kraftstoffkonzentration zu sehen. Die Ursache dafür liegt in den Reaktionsend- und -zwischenprodukten, die hier nicht dargestellt sind. Dieser Punkt wird im folgenden Abschnitt behandelt.

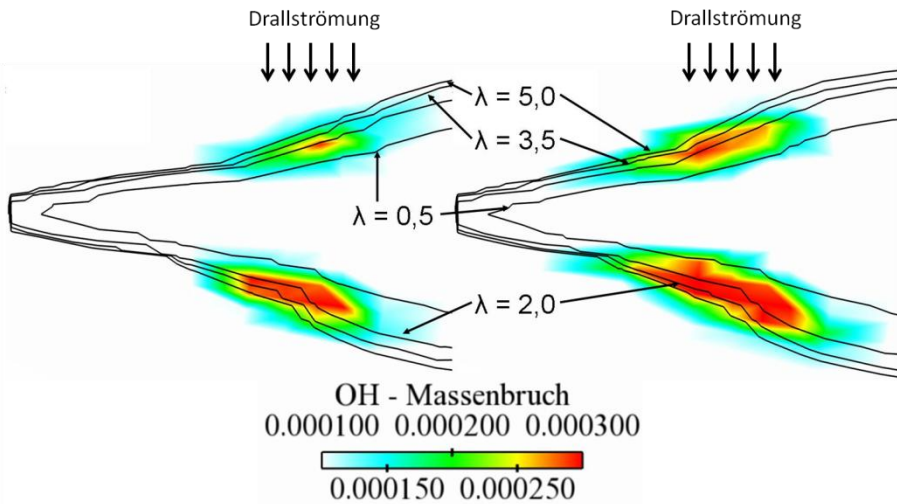


Abbildung 58: Berechnete Verteilung des OH-Radikal Massenbruchs für 2,1bar Ladedruck (links) und 3,1bar Ladedruck (rechts) bei 3,25°KW vor OT (Betriebspunkt 3, Drallzahl = 1,2, Düse 4)

Drallströmung

Die Drallströmung verursacht eine Geschwindigkeitskomponente quer zur Einspritzrichtung des Kraftstoffs, wodurch vermehrt heiße Brennraumluft in das Kraftstoffspray eindringt und die Kraftstoffverdampfung beschleunigt wird. Eine Verkürzung des flüssigen Kraftstoffstrahls infolgedessen konnte festgestellt werden (Kapitel 6.2.3).

Abbildung 59 zeigt die gasförmige Kraftstoffverteilung und eine $\lambda = 1$ Isolinie mit und ohne Drallströmung. Zu Beginn der Einspritzung sind kaum Unterschiede in der Verteilung der gasförmigen Kraftstoffphase vorhanden. Jedoch ist bereits zum Zeitpunkt der Bildung der ersten OH-Radikale bei 3,25°KW vor OT die Wirkung der von oben nach unten wirkenden Drallströmung erkennbar (Abbildung 60). Während die Verteilung ohne Drallströmung nahezu symmetrisch zur Spraylängsachse verläuft, ist mit Drall eine deutlich höhere Konzentration an OH-Radikalen an der der Drallströmung abgewandten Seite des Kraftstoffsprays vorhanden. Außerdem befinden sich die OH-Radikale auf dieser Seite näher am Injektor, dies lässt auf eine verbesserte Gemischbildung schließen. Das Luft-Kraftstoff-Verhältnis ist für diese Bereiche trotz Drallströmung auf beiden Seiten des Kraftstoffsprays allerdings kaum unterschiedlich.

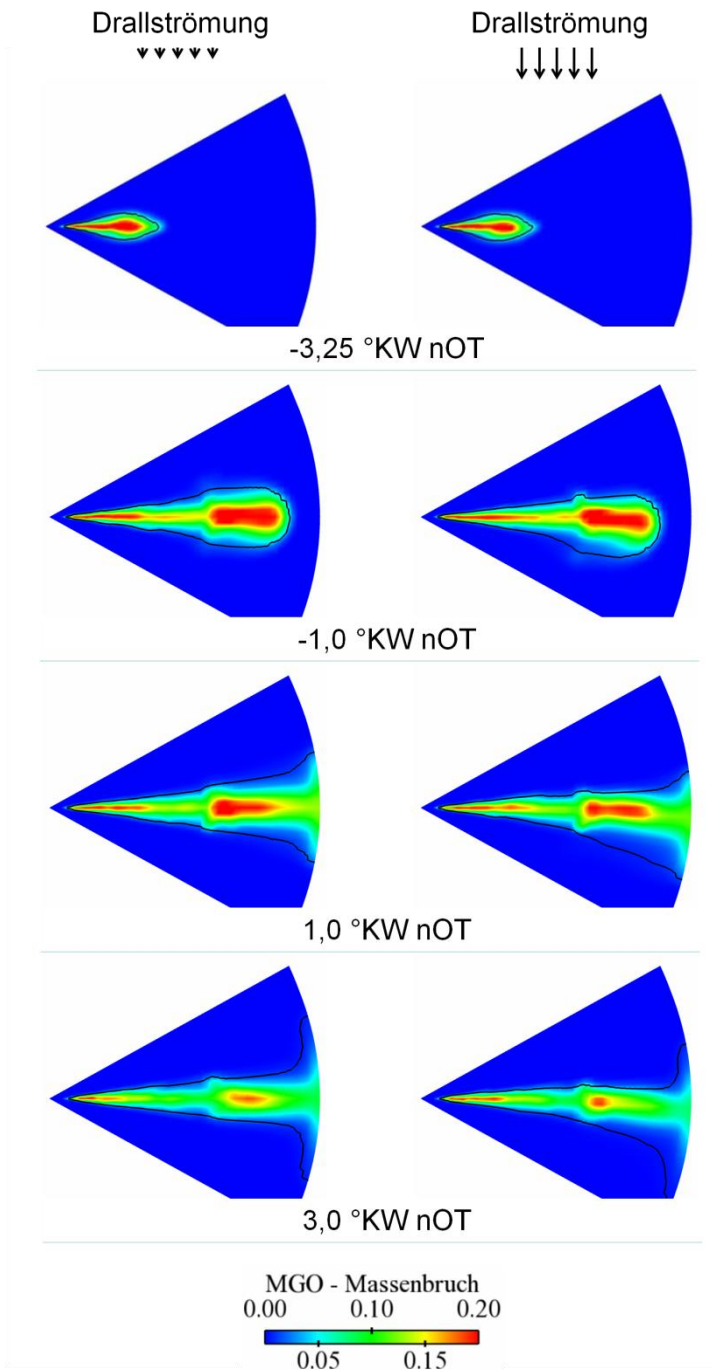


Abbildung 59: Berechnete Verteilung der gasförmigen Kraftstoffphase mit Drallzahl = 0,4 (links) und mit Drallzahl =1,2 (rechts) (Betriebspunkt 1, Düse 4)

Auch im weiteren Verlauf hat die Drallströmung einen relativ geringen Einfluss auf die Gasphase des Kraftstoffs, lediglich im Bereich der Kolbenmulde ist eine leichte Bewegungsrichtungsänderung durch die Drallströmung erkennbar. Auffällig ist jedoch eine deutliche Asymmetrie der $\lambda = 1$ Isolinie.

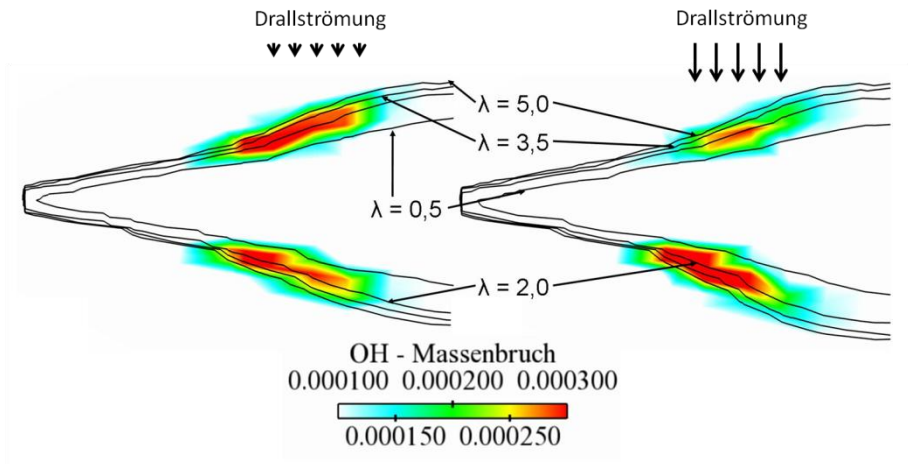


Abbildung 60: Berechnete Verteilung des OH-Massenbruchs mit Drallzahl = 0,4 (links) und mit Drallzahl = 1,2 (rechts) bei 3,25 °KW vor OT (Betriebspunkt 1, Düse 4)

Die Ursache ist in den Massenbrüchen der Reaktionszwischenprodukte und der Reaktionsendprodukte zu finden. In Abbildung 61 sind für den Zeitpunkt 3°KW nach OT die Massenbrüche des OH-Radikals und der O_2 , CO_2 , H_2O Moleküle aufgetragen. Die $\lambda = 1$ Isolinie ist identisch mit der in Abbildung 59 zum Zeitpunkt 3,0°KW nach OT dargestellten Isolinie. Die Verteilung der OH-Radikale wird stark durch die Drallströmung beeinflusst. Nahezu die gesamte Verbrennung findet auf der Unterseite statt, wodurch die Reaktionsprodukte dort gebildet werden. Die $\lambda = 1$ Isolinie durchläuft einen Bereich, der sehr arm an Sauerstoff und Kraftstoff ist. Der Hauptteil der Masse in diesem Bereich stellen neben dem inerten Stickstoff die Reaktionsprodukte Wasser und Kohlendioxid dar.

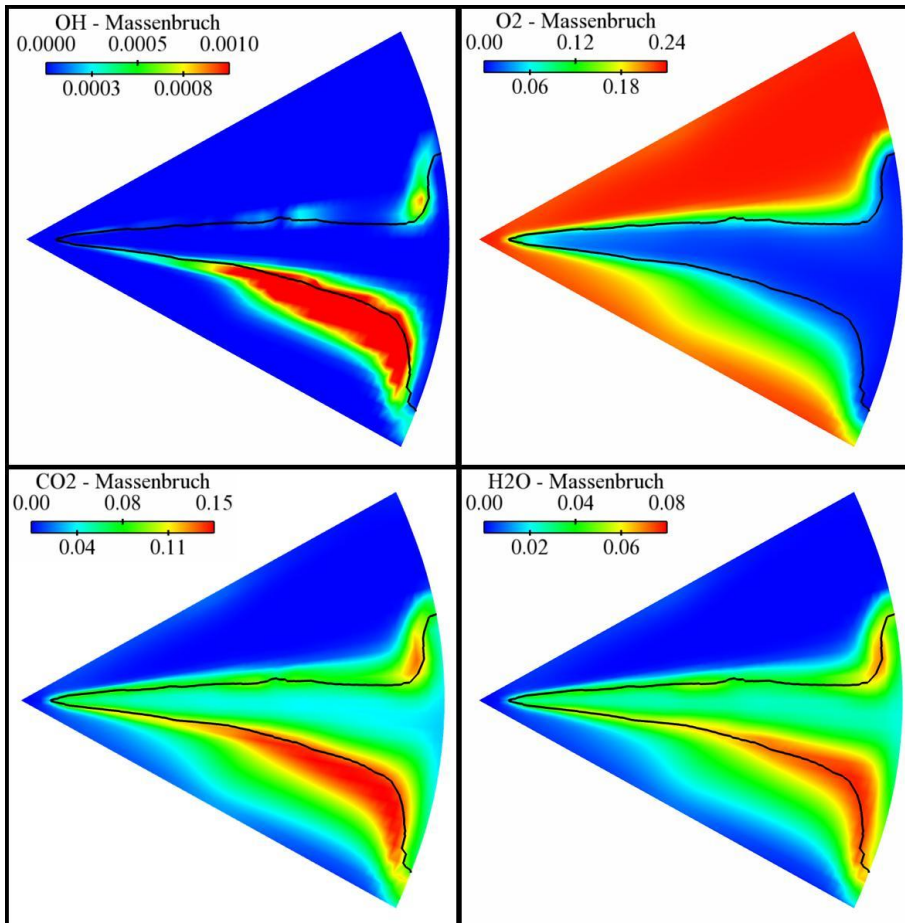


Abbildung 61: Berechnete Verteilung von OH-, O₂-, CO₂- und H₂O-Massenbruch mit Drall-Einfluss bei 3,0°KW nach OT (Betriebspunkt 1, Düse 4)

Einspritzdruck

Der Einspritzdruck hat maßgeblichen Einfluss auf die Geschwindigkeit der Kraftstofftropfen am Austritt des Düsenspritzlochs. Außerdem werden Turbulenz und Kavitation beeinflusst. Zur Berücksichtigung von Turbulenz und Kavitation im Simulationsmodell sind komplexe Primärzerfallsmodelle notwendig, wie z.B. von v. Berg et. al. [135] oder Baumgarten et. al. [136], [137]. Diese erfordern allerdings detaillierte Eingabedaten aus einer dreidimensionalen Berechnung der Düsinnenströmung. Der Fokus dieser Arbeit liegt nicht primär in der Untersuchung des Sprayzerfalls, sondern vielmehr in einer realitätsnahen Abbildung des gesamten Verbrennungsprozesses. Aus diesem Grund kommt das bewährte

Blob-Modell von Reitz und Diwakar [103] zum Einsatz. Die Modellierung von Turbulenz und Kavitation ist damit nicht möglich, es liefert aber Tropfengrößen und über die vorgegebene Einspritzrate die Düsenaustrittsgeschwindigkeit.

In diesem Kapitel soll die Auswirkung einer Einspritzdruckveränderung um 400bar auf die gasförmige Kraftstoffverteilung und die Zündung aufgezeigt werden. Abbildung 62 zeigt die berechneten Einspritzgeschwindigkeiten für 780bar und 1180bar Einspritzdruck. Um die Motorlast konstant zu halten, muss die Einspritzdauer bei geringerem Einspritzdruck erhöht werden. Mit 1180bar Einspritzdruck steigt die Einspritzgeschwindigkeit schneller an und erreicht deutlich höhere maximale Werte als mit 780bar.

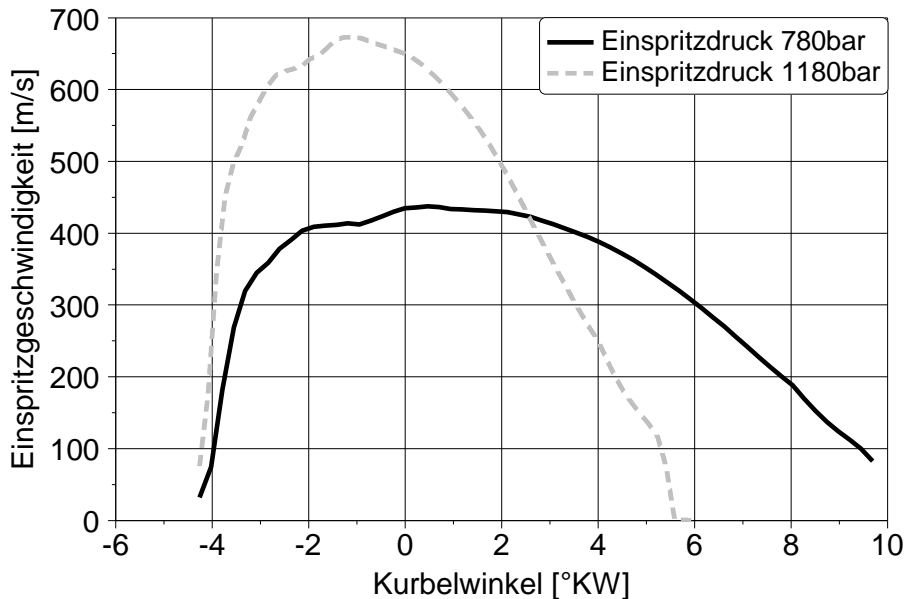


Abbildung 62: Einspritzgeschwindigkeit für 780bar und 1180bar Einspritzdruck (Betriebspunkt 1 mit 780bar und 1180bar Einspritzdruck, Drallzahl = 1,2, Düse 4)

Durch die höhere Düsenaustrittsgeschwindigkeit der Kraftstofftropfen dringen diese schneller in den Brennraum ein und die aerodynamischen Kräfte, die für den Tropfenzerfall sorgen, sind höher. Die Auswirkung auf die gasförmige Kraftstoffphase ist in Abbildung 63 zu sehen.

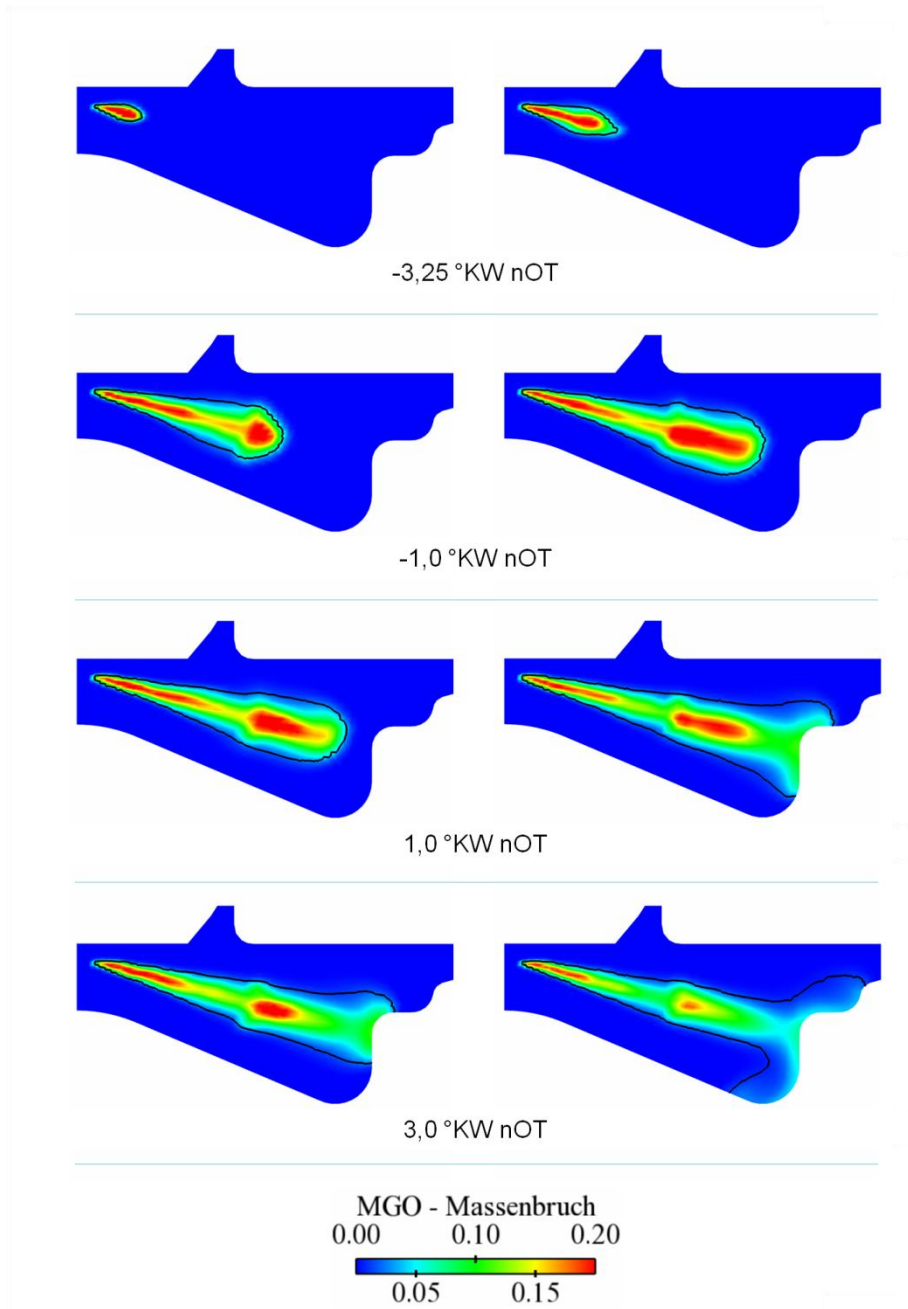


Abbildung 63: Verteilung der gasförmigen Kraftstoffphase für 780bar (links) und 1180bar (rechts) Einspritzdruck (Betriebspunkt 1, Düse 4)

Bei 3,25°KW vor OT ist die Gasphase mit 1180bar Einspritzdruck deutlich weiter eingedrungen und der Strahlaufbruch ist weiter fortgeschritten. Dies zeigt sich ebenfalls im Zündverhalten (Abbildung 64). Mit geringerem Einspritzdruck bilden sich später zündfähige Gemischbereiche, weshalb die Hochtemperaturverbrennung später beginnt. Bei 3,25°KW vor OT und dem hier vorgestellten Betriebspunkt mit Drallströmung sind mit 780bar Einspritzdruck lediglich im unteren Bereich OH-Radikale vorhanden. Der Zündbereich liegt bei $\lambda \approx 1,7$ und die lokalen Temperaturen sind zwischen 1900K und 2000K. Mit fortschreitender Einspritzung ist weiterhin ein schnelleres Eindringen der Gasphase des Kraftstoffs zu sehen. Während bei 1°KW nach OT mit 1180bar Einspritzdruck bereits eine Kraftstoff/Kolben-Interaktion stattfindet, findet diese in einem ähnlichen Ausmaß mit 780bar erst bei 3°KW nach OT statt.

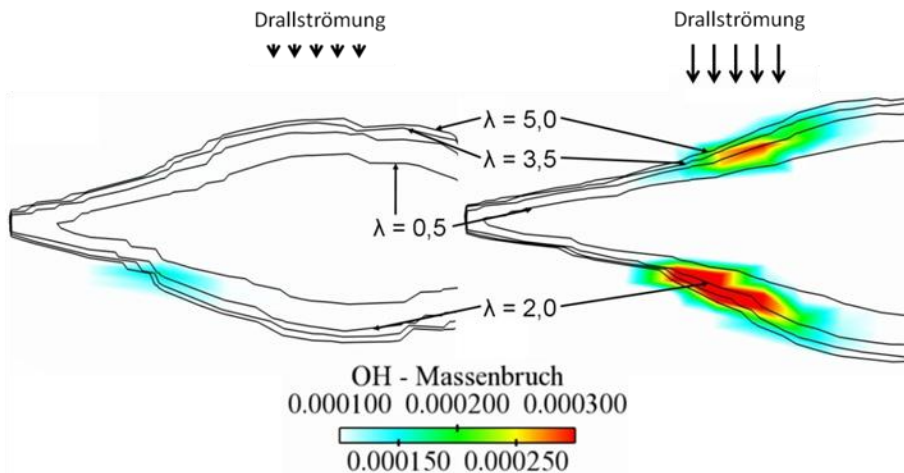


Abbildung 64: Verteilung des OH-Massenbruchs für 780bar (links) und 1180bar (rechts) Einspritzdruck bei 3,25°KW vor OT (Betriebspunkt 1 mit Drallzahl = 1,2, Düse 4)

6.4 Verbrennung / Schadstoffbildung

Durch die gezielte Beeinflussung der dieselmotorischen Verbrennung können sowohl Effizienz, als auch Schadstoffemissionen stark beeinflusst werden. Lage und Ablauf der Verbrennung muss je nach Anforderungen an das Triebwerk optimiert werden. Dafür ist eine umfassende Kenntnis der detaillierten Abläufe im Brennraum

notwendig. Durch die Kombination von thermodynamischer Analyse, Simulationsergebnissen und insbesondere optischen Messdaten soll in diesem Kapitel ein möglichst vollständiges Bild der Verbrennung in einem mittelschnelllaufenden Dieselmotor aufgezeigt werden.

Zu Beginn dieses Kapitels wird die Simultanmessung von Zwei-Farben-Methode und Hochgeschwindigkeitsaufnahmen des Flammeneigenleuchtens vorgestellt. Zusätzlich werden diese Ergebnisse mit dem Brennverlauf aus der Druckverlaufsanalyse verglichen und analysiert. Alle Größen wurden gleichzeitig aufgezeichnet, wodurch eine sehr detaillierte Beurteilung der Verbrennung einzelner Zyklen möglich ist. Im Anschluss wird im Abschnitt 6.4.2 der Einfluss der wichtigsten dieselmotorischen „Stellhebel“ auf die Verbrennung gezeigt. Dafür werden die Daten von 150 Zyklen der Zwei-Farben-Methode und des Brennverlaufs gemittelt, um eine repräsentative Aussage über den Parametereinfluss auf die Verbrennung treffen zu können. Die Messungen des Flammenleuchtens werden weiter als Einzelaufnahmen dargestellt, da die zyklischen Schwankungen gering sind und deshalb für jeden Messpunkt aufgrund der enormen Datenmenge lediglich drei Zyklen aufgenommen wurden. Zum Schluss des Kapitels wird die Interaktion von Verbrennung und Kolben genauer betrachtet. Daraus können Rückschlüsse über das Zusammenspiel aus Injektor- und Kolbenauslegung gezogen werden.

6.4.1 Analyse von Einzelzyklen

Durch die simultane Aufzeichnung mit der Zwei-Farben-Methode, dem Flammenleuchten und dem Zylinderdruck können einzelne Zyklen detailliert analysiert und zyklische Schwankungen aufgezeigt werden. Exemplarisch werden nachfolgend vier zufällig gewählte Zyklen herausgegriffen und mit dem Mittelwert über 150 Zyklen verglichen. Für die Zwei-Farben-Methode werden hier die Messbereiche „Mitte“ und „Unten“ verwendet, da nur zwei Messbereiche gleichzeitig aufgenommen werden konnten.

Eine Vorabschätzung auf Basis der Messungen von Pischinger et. al. in [37] und Merker et. al. [27] gibt einen Erwartungsbereich für die lokale Temperatur nach der vorgemischten Verbrennungsphase. Nach Merker et. al. findet die Zündung im Dieselmotor in einem Bereich des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses von 0,5 bis 0,7 statt. Werden diese Werte mit den Messungen von Pischinger et. al. verglichen (Abbildung 13), resultiert daraus eine lokale Temperatur nach Zündung von ca. 2000K bis 2600K, je nach Luft-Kraftstoff-Verhältnis. Dieser Temperaturbereich kann als Kontrollbereich für die Messungen nach der Zwei-Farben-Methode zur

Plausibilisierung der Temperaturen der vorgemischten Verbrennungsphase verstanden werden.

Abbildung 65 zeigt den Temperaturverlauf für vier Einzelzyklen und das Zyklusmittel im Messbereich „Mitte“. Außerdem wurde die Nadelhubkurve eingetragen. Die Öffnung der Düsenadel beginnt bei 3°KW nach OT und erreicht den maximalen Nadelhub bei ca. 4,5°KW nach OT. Der erste Anstieg der Rohsignale der Zwei-Farben-Methode ist für den Messbereich „Mitte“ bei 6,0°KW nach OT zu verzeichnen. Die Temperatur nimmt stark zu, wobei die lokale Maximaltemperatur zwischen 2000K und 2150K je nach Zyklus schwankt. Diese starke Temperaturzunahme kann dem Ende der vorgemischten Verbrennung bzw. dem Anfang der nicht vorgemischten Verbrennung zugeordnet werden, da die ersten Temperaturmesswerte nach der Zwei-Farben-Methode mit der ersten Rußbildung möglich sind (Rußpartikeltemperatur). Im Temperaturmittelwert ist dieser Anstieg kaum mehr zu erkennen. Dies muss insbesondere im Kapitel 6.4.2 berücksichtigt werden, da hier nur der Mittelwert der 150 Zyklen angegeben wird.

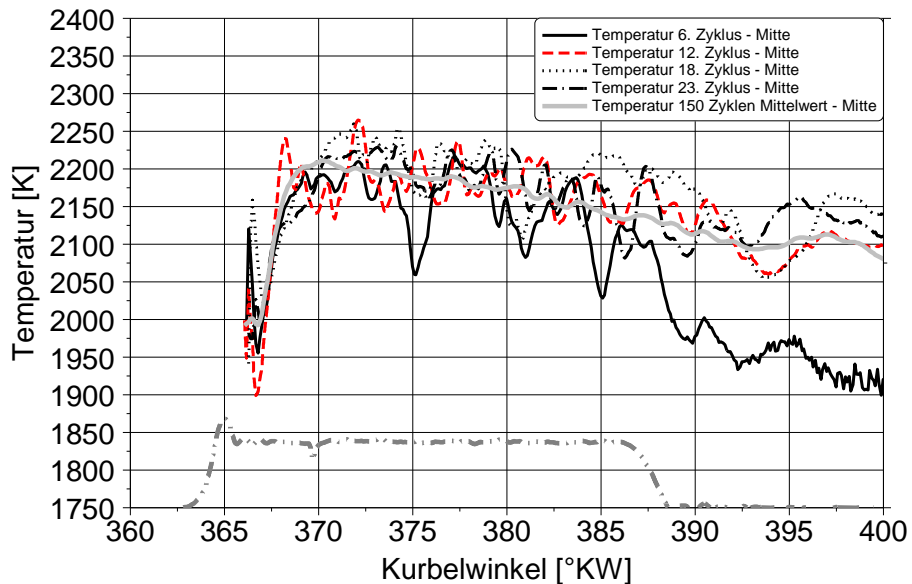


Abbildung 65: Absoluttemperatur und Nadelhub ausgewählter Einzelzyklen und des Mittelwertes für die Messposition „Mitte“ (Betriebspunkt 2, 4°KW n. OT Einspritzzeitpunkt, Drallzahl = 1,2, Düse 4)

Die Rußkonzentration steigt mit Beginn der nicht vorgemischten Verbrennungsphase innerhalb von ca. $0,75^\circ\text{KW}$ auf ein Plateau an (Abbildung 66). Die Temperatur sinkt auf ein lokales Minimum bei ca. $6,8^\circ\text{KW}$ nach OT, was vermutlich auf die Verdampfung des flüssigen Kraftstoffs zurückzuführen ist. Im weiteren Verlauf steigt die Temperatur aller Zyklen an und die lokale Rußkonzentration nimmt stark zu. Auch das simultan für Zyklus 12 aufgenommene Flammenleuchten zeigt bei ca. $6,7^\circ\text{KW}$ nach OT im Messbereich „Mitte“ erstmals eine sichtbare Flamme (Abbildung 69). Die lokale Temperatur nimmt anschließend stetig ab, obwohl die Düsenadel unverändert voll geöffnet ist. Dies könnte mit einem zunehmend geringeren Sauerstoffgehalt im Bereich „Mitte“ infolge der Verbrennung zusammenhängen, der für einen geringeren lokalen Kraftstoffumsatz sorgt. Das Flammenleuchten ist ab ca. 10°KW nach OT, bis auf lokale Inhomogenitäten, nahezu konstant (und wurde deshalb nur bis $11,2^\circ\text{KW}$ nach OT aufgetragen). Erst mit Schließen der Düsenadel bei 388°KW nimmt das Flammenleuchten ab.

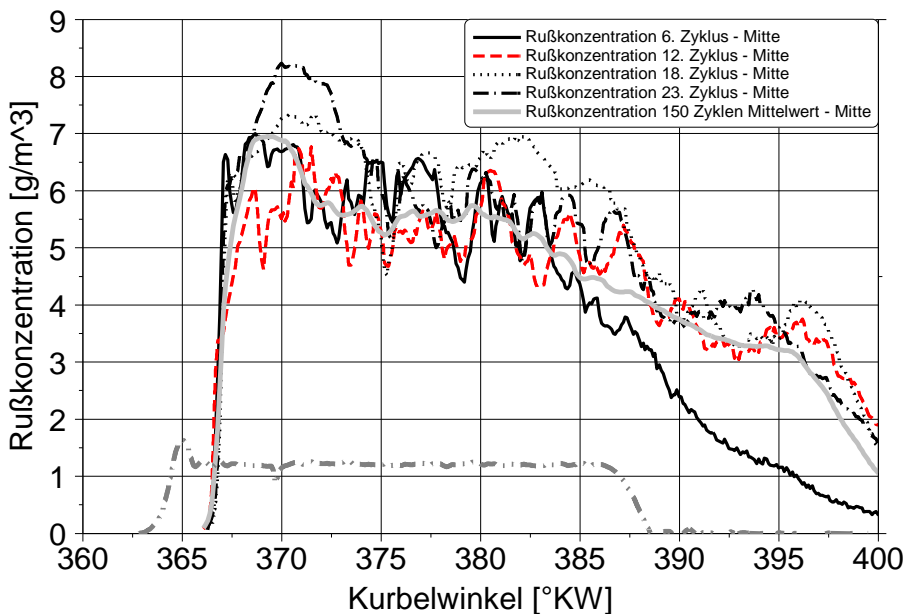


Abbildung 66: Rußkonzentration und Nadelhub ausgewählter Einzelzyklen und des Mittelwertes für die Messposition „Mitte“ (75% Motorlast, 4°KW n. OT Einspritzzeitpunkt, Einspritzdruck 1650bar, Drallzahl = 1,2)

Der Messbereich „Unten“ zeigt prinzipiell einen ähnlichen Verlauf (Abbildung 67 und Abbildung 68). Der Unterschied zum Messbereich „Mitte“ liegt in einer zum Injektor entfernteren Position. Infolgedessen ist der Weg für den Strahlauflbruch länger und das lokale Gemisch besser aufbereitet (siehe Kapitel 6.3). Erste Rußbildung und damit Messwerte nach der Zwei-Farben-Methode ist ab 7°KW nach OT zu verzeichnen. Die Maximaltemperatur am Ende der vorgemischten Verbrennung liegt hier, je nach Zyklus, ebenfalls bei ca. 2000K bis 2150K. Die Rußkonzentration nimmt hier allerdings deutlich langsamer zu als im Bereich „Mitte“ und erreicht deutlich geringere Werte (Abbildung 68).

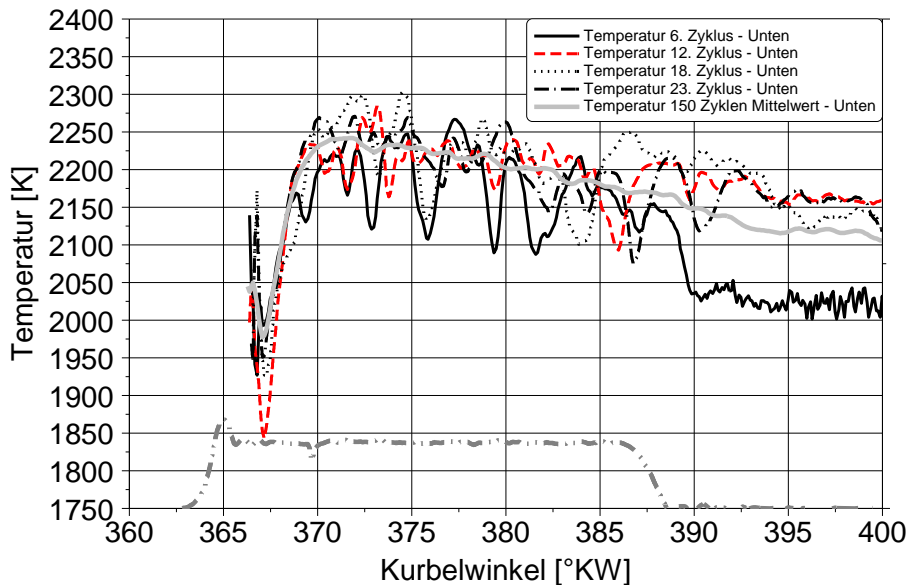


Abbildung 67: Absoluttemperatur und Nadelhub ausgewählter Einzelzyklen und des Mittelwertes für die Messposition „Unten“ (Betriebspunkt 2, 4°KW n. OT Einspritzzeitpunkt, Drallzahl = 1,2, Düse 4)

Die anschließende Temperaturabnahme fällt im Bereich „Unten“ mit 200K bis 250K deutlich höher aus, als es im Bereich „Mitte“ der Fall ist (100K bis 150K). Dies könnte auf eine höhere Verdampfungsrate in diesem Bereich hindeuten. Die Aufnahmen des Flammenleuchtens von Zyklus 12 in Abbildung 69 zeigen zu diesem Zeitpunkt (6,7 und $7,6^\circ\text{KW}$ nach OT) eine höhere Intensität im Bereich „Mitte“, was diese Vermutung stützt. Die Temperatur während der nicht vorgemischten Verbrennungsphase liegt „Unten“ um etwa 50K höher, wobei dieser

Temperaturunterschied während der Temperaturabnahme bis zum Schließen der Düsenadel nahezu konstant bleibt. Grund dafür ist möglicherweise ein lokal „magereres“ Luft-Kraftstoff-Verhältnis aufgrund der besseren Gemischbildung mit zunehmender Entfernung zum Injektor.

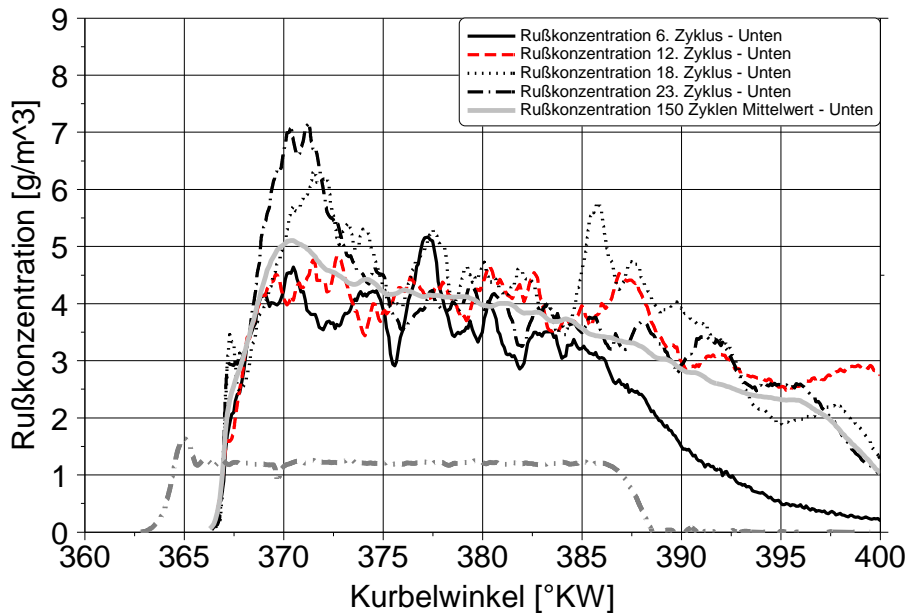
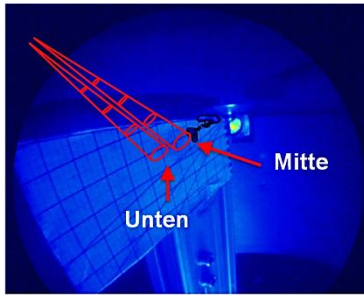
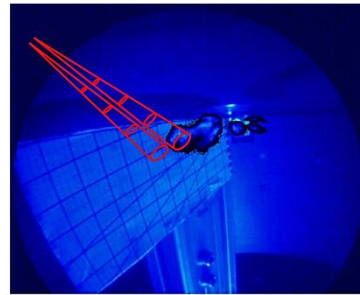


Abbildung 68: Rußkonzentration und Nadelhub ausgewählter Einzelzyklen und des Mittelwertes für die Messposition „Unten“ (75% Motorlast, 4°KW n. OT Einspritzzeitpunkt, Einspritzdruck 1650bar, Drallzahl = 1,2)

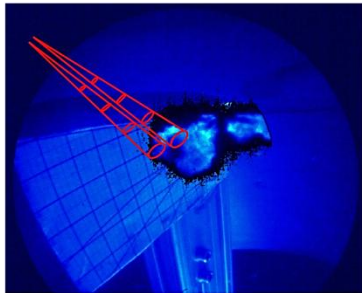
Die zyklischen Schwankungen in der lokalen Temperatur sind für die Bereiche „Mitte“ und „Unten“ ähnlich. Während der nicht vorgemischten Verbrennung kommt es zu starken Temperaturschwankungen, die allerdings im Mittelwert kaum noch zu sehen sind. Zum Teil beträgt die Peak-to-Peak Differenz bis zu 150K. Die Aufnahmen des Flammenleuchtens zeigen lokale Inhomogenitäten, die für diese Temperaturschwankungen verantwortlich sein können.



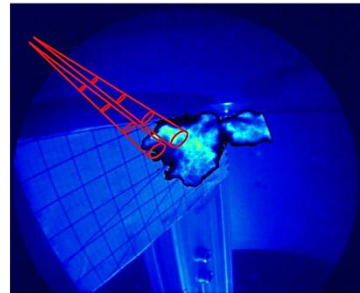
4,9 °KW nOT



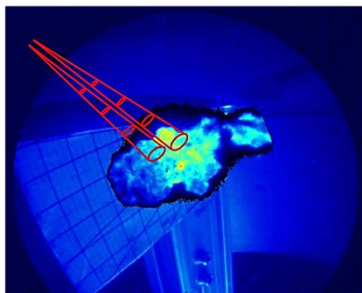
5,8 °KW nOT



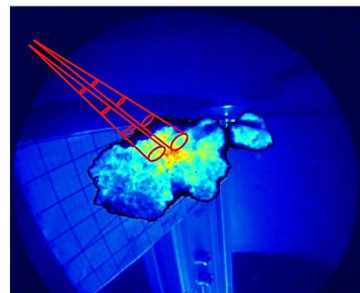
6,7 °KW nOT



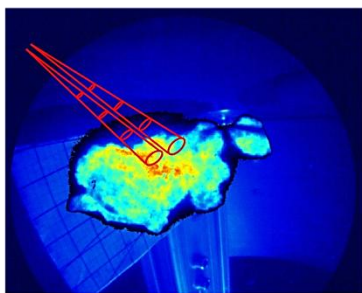
7,6 °KW nOT



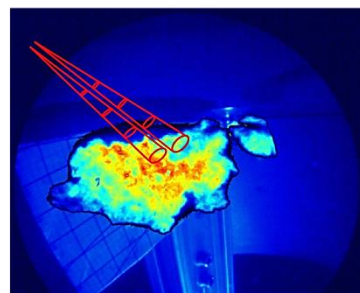
8,5 °KW nOT



9,4 °KW nOT



10,3 °KW nOT



11,2 °KW nOT

Abbildung 69: Flammenleuchten von Zyklus Nr. 12 (Betriebspunkt 2, 4°KW n. OT Einspritzzeitpunkt, Drallzahl = 1,2, Düse 4)

Auffällig ist, dass die Temperatur in Zyklus Nr. 6 ab ca. 30°KW nach OT für beide Messbereiche dauerhaft deutlich geringer ist als im Zyklusmittel bzw. den Zyklen 12, 18 und 23. Auch hier können die Aufnahmen des Flammenleuchtens bei 30,1°KW nach OT für Zyklus 6 und 12 (Abbildung 70) eine Erklärung liefern. Während in Zyklus 12, ähnlich wie in den Zyklen 18 und 23, eine relativ hohe Intensität in den Messbereichen zu sehen ist, zeigt Zyklus 6 hier geringe Intensitäten. Aufgrund der Form dieses Bereichs und dem Zeitpunkt kurz nach Schließen der Düsennadel ist zu vermuten, dass es sich hierbei um Kraftstoff handelt, der mit geringem Druck eingebracht wurde und deshalb zu schlechter Gemischbildung führt.

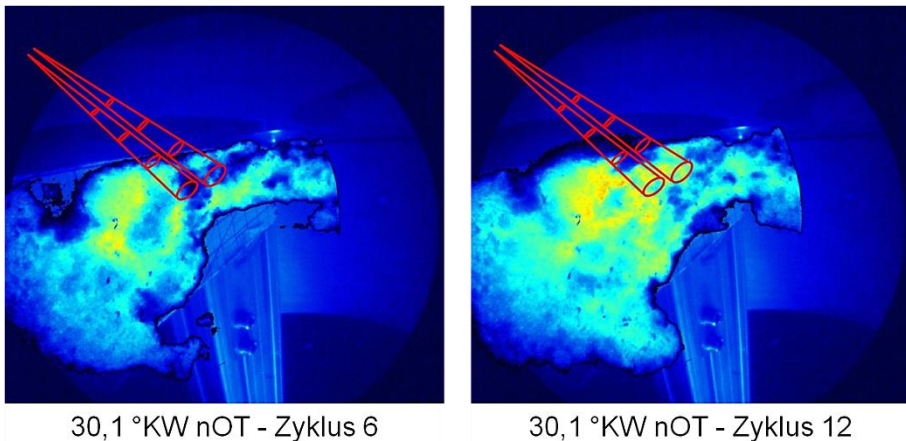


Abbildung 70: Flammenleuchten von Zyklus 6 und Zyklus 12 bei 30,1°KW nach OT (Betriebspunkt 2, 4°KW n. OT Einspritzzeitpunkt, Drallzahl = 1,2, Düse 4)

Häufig steht zur Beurteilung der Verbrennung nur die thermodynamische Druckverlaufsanalyse zur Verfügung. Deshalb sollen die vorgestellten Messungen nach der Zwei-Farben-Methode und des Flammenleuchtens den Brennverläufen genau dieser einzelnen Zyklen gegenübergestellt werden (Abbildung 71). Allerdings repräsentieren die Brennverläufe die Wärmefreisetzung der 6 Kraftstoffkeulen im gesamten Brennraum, so dass zyklische Schwankungen einzelner „Sprays“ verloren gehen.

Durch die Zwei-Farben-Methode wurde das Ende der vorgemischten Verbrennung bzw. der Anfang der nicht vorgemischten Verbrennung bei ca. 366°KW gemessen. Der Brennbeginn nach der Druckverlaufsanalyse ist jedoch bei ca. 363°KW. Demnach findet die vorgemischte Verbrennungsphase zwischen 363°KW und

366°KW statt. Dies steht zunächst im Widerspruch zur Kenntnis aus dem Bereich der PKW- und NFZ Motorenentwicklung, wo die maximale Wärmefreisetzungsrate während der nicht vorgemischten Verbrennung erfolgt und später auf einem deutlich niedrigeren Niveau verharret. Allerdings findet die Verbrennung dort von Beginn an am Brennraumrand statt [138]. Wie Abbildung 69 zeigt, hat die Flamme während der vorgemischten Verbrennung noch lange nicht ihre maximale Ausbreitung erreicht. Erst ab ca. 17°KW nach OT werden die äußeren Bereiche an der Zylinderlaufbuchse erfasst. Demnach vergrößert sich die Flammenoberfläche und damit der Bereich nicht vorgemischter Verbrennung. Die Wärmefreisetzungsrate steigt somit auch nach Einsetzen der nicht vorgemischten Verbrennung weiter an und erreicht ihr Maximum in etwa mit Auftreffen der Flamme an der Zylinderlaufbuchse.

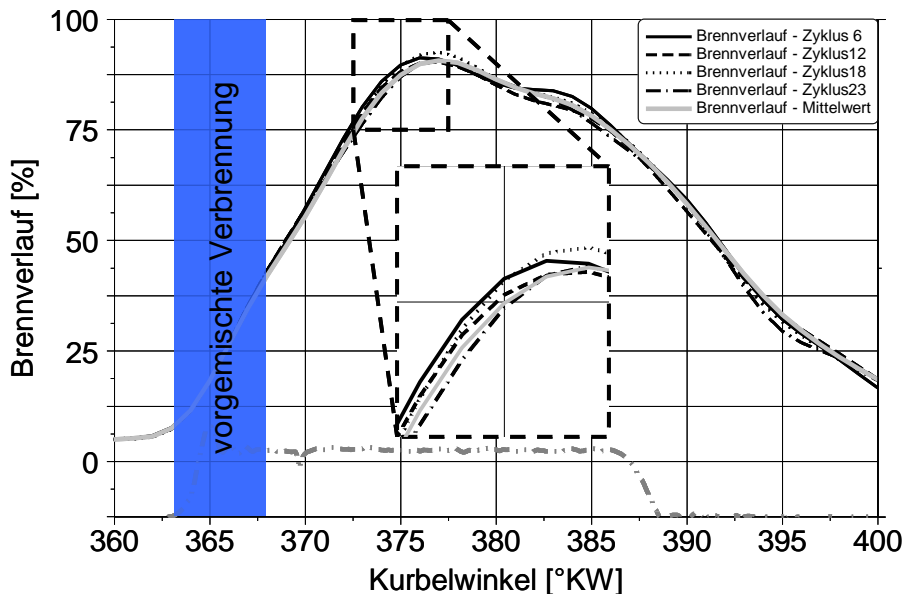


Abbildung 71: Brennvorgang der Zyklen 6, 12, 18, 23 und gemittelter Brennverlauf (Betriebspunkt 2, 4°KW n. OT Einspritzzeitpunkt, Drallzahl = 1,2, Düse 4)

6.4.2 Einflussgrößen

In diesem Abschnitt wird der Einfluss von Maßnahmen zur Beeinflussung der dieselmotorischen Verbrennung auf den Brennverlauf, das Flammenleuchten, die lokalen Brennraumtemperaturen und Rußkonzentrationen dargestellt. Zur Analyse

werden die Ergebnisse der Druckverlaufsanalyse und der Zwei-Farben-Methode über 150 Zyklen gemittelt, um eine repräsentative Aussage über den Einfluss der Maßnahme auf die Verbrennung zu erhalten. Die Aufnahmen des Flammenleuchtens zeigen nur geringe zyklische Schwankungen, weshalb aus Gründen der Handhabbarkeit der Datenmengen für jeden Betriebspunkt lediglich drei Zyklen aufgezeichnet wurden. Aus diesem Grund werden im Folgenden Einzelaufnahmen des Flammenleuchtens verwendet. Zur Beurteilung der räumlichen Ausbreitung der „Flamme“ im Brennraum werden simultan aufgezeichnete Aufnahmen aus verschiedenen Raumrichtungen herangezogen.

Aufladung

Durch die Erhöhung des Ladedrucks steigt die sich im Brennraum befindliche Luftmasse nach Abschluss des Ladungswechsels an (die Ladelufttemperatur war jeweils unverändert bei 34°C). Infolge der Kompression steigt der Zylinderdruck an, während die Verdichtungsendtemperatur nahezu unverändert bleibt. Der Einfluss des Zylinderdrucks bzw. der Gasdichte auf den Strahlaufbruch wurde in Kapitel 6.2.3 und auf die Gemischbildung in Kapitel 6.3.2 dargestellt.

Im Rahmen der Untersuchungen wurden die Ladedrücke 2,1bar, 2,6bar und 3,1bar analysiert. Da auftretende Effekte bei den Extrema am deutlichsten ausgeprägt sind, wird im Folgenden der Einfluss einer Ladedruckerhöhung von 2,1bar auf 3,1bar dargestellt. Tabelle 11 gibt einen Überblick über die Bedingungen im Brennraum bei Einspritzbeginn.

	2,1bar Ladedruck	3,1bar Ladedruck
Gegendruck [bar]	58	87
Temperatur [K]	814	790
Dichte [kg/m ³]	24,82	38,36

Tabelle 11: Randbedingungen bei Einspritzbeginn

Während der Versuche wurde die Motorlast konstant gehalten. Somit musste aufgrund der geringeren Einspritzrate mit erhöhtem Gegendruck die Einspritzdauer leicht erhöht werden (Abbildung 72). In Kapitel 6.3.2 wurde bereits auf die frühere Selbstzündung infolge einer Erhöhung der Aufladung eingegangen, was sich im Brennverlauf ebenfalls zeigt. Durch die Verkürzung des Zündverzugs verläuft der Anstieg des Brennverlaufs langsamer als es bei geringerem Ladedruck der Fall ist.

Der maximale Brennverlauf wird mit 2,1bar Ladedruck bereits bei ca. 362°KW erreicht, wohingegen dieser mit 3,1bar Ladedruck erst bei 367°KW erreicht wird.

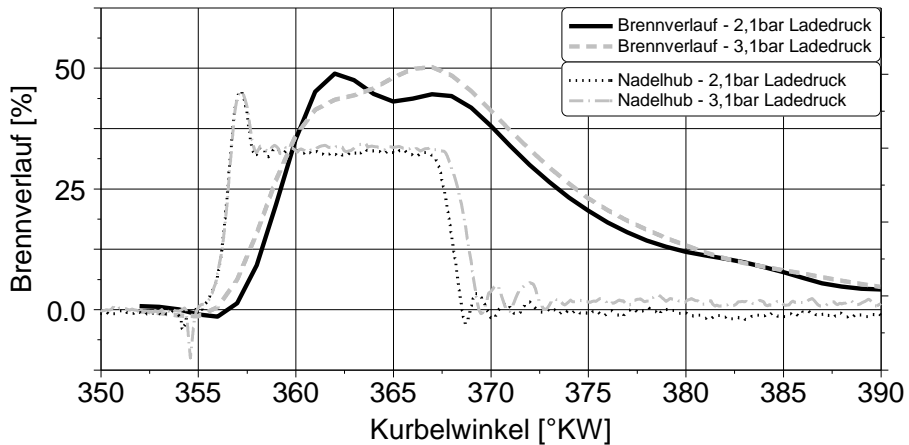


Abbildung 72: Brennverlauf für 2,1bar und 3,1bar Ladedruck (Betriebspunkt 1, Einspritzdruck 980bar, Drallzahl = 1,2, Düse 4)

Die Aufnahmen des Flammenleuchtens bestätigen den Brennverlauf. Abbildung 73 zeigt den Vergleich bei 1050bar Einspritzdruck und Drall behafteter Strömung. Zum Zeitpunkt des ersten Flammenleuchtens mit 2,1bar Ladedruck bei 1,3°KW vor OT ist bei 3,1bar Ladedruck bereits eine deutlich fortgeschrittenere Verbrennung zu erkennen. Dies ist ebenfalls für den Zeitpunkt 0,625°KW vor OT und 0,275°KW nach OT der Fall. Bei 1,625°KW nach OT ist die Intensität des Flammenleuchtens höher mit geringem Ladedruck, was mit dem Brennverlauf übereinstimmt.

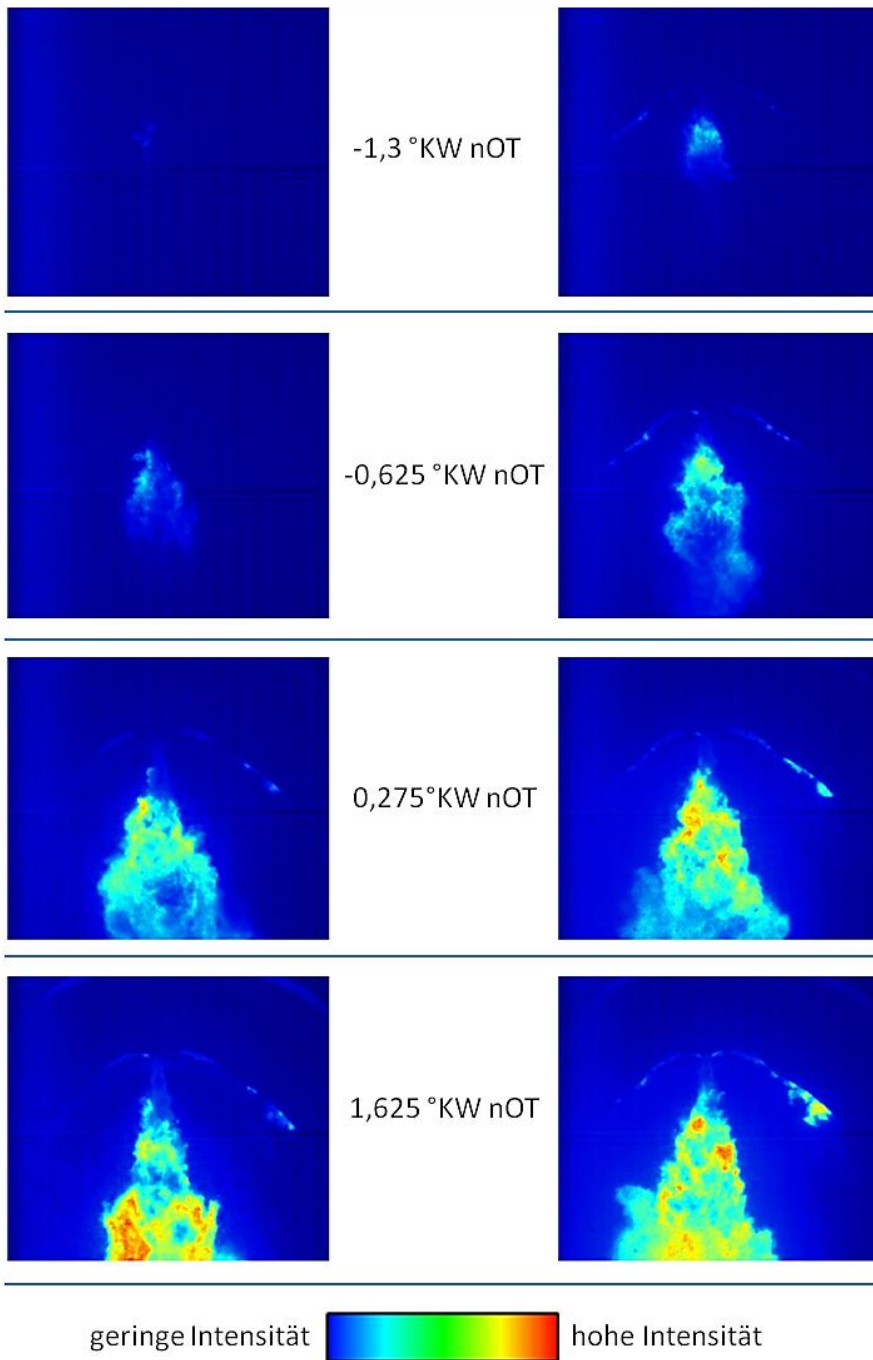


Abbildung 73: Flammenleuchten für 2,1bar (links) und 3,1bar (rechts) Ladedruck (Betriebspunkt 3, Drallzahl = 1,2, Düse 4)

Der Einsatz der Zwei-Farben-Methode gibt Aufschluss über Temperatur- und Rußkonzentration im Brennraum und liefert somit wertvolle Daten zur Beurteilung der Verbrennung. Mit einem Ladedruck von 2,1bar endet die vorgemischte Verbrennung je nach Brennraumbereich zwischen ca. 359°KW und 361°KW (Abbildung 74). Die lokale Brennraumtemperatur steigt örtlich, je nach Brennraumbereich, auf 2250K bis 2450K. Die höchste Temperaturentwicklung ist in den Bereichen „Unten“ und „Links“ festzustellen. Der Messbereich „Unten“ hat die größte Entfernung vom Injektor und begünstigt somit die Gemischbildung. Infolgedessen weist dieser Bereich eine höhere Zündverzugszeit auf, was wiederum Ursache für die hohe lokale Temperatur ist. Der starke Temperaturunterschied der Bereiche „Links“ und „Rechts“ wird durch die Drallströmung verursacht und wird im folgenden Abschnitt diskutiert. Während der nicht vorgemischten Verbrennung nehmen die lokalen Temperaturen leicht zu, wobei der Temperaturunterschied nahezu konstant bleibt.

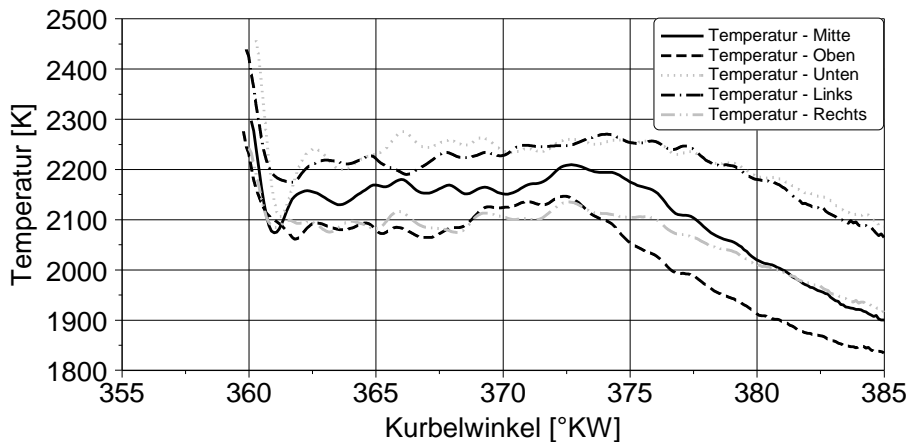


Abbildung 74: Lokale Verteilung der Flammentemperatur (Betriebspunkt 1, 2,1bar Ladedruck, Einspritzdruck 980bar, Drallzahl = 1,2, Düse 4)

Mit Beginn der nicht vorgemischten Verbrennung steigt die Rußkonzentration stark an (Abbildung 75). Es ist zu erkennen, dass die Randbereiche der Flamme „Links“ und „Rechts“ eine geringe Rußkonzentration aufweisen. Durch die im Vergleich mageren Brennraumbereiche (Kapitel 6.3.2) ist die Rußbildung geringer und damit auch die Rußkonzentration. Während der Bereich „Unten“ ein relativ konstantes Niveau über die gesamte Verbrennung zeigt, steigen die Rußkonzentrationen von „Mitte“ und „Oben“ an. Der Grund dafür ist in den Aufnahmen des

Flammenleuchtens zu sehen (Abbildung 45 und Abbildung 73). Mit Zunahme der lokalen Temperatur (Abbildung 74) breitet sich das Flammenleuchten immer weiter in Richtung Injektor aus. Damit wird die Lift-Off Länge verkürzt, was zu einem geringeren Lufteintrag in den Spray führt. Infolgedessen sinkt das lokale Luft-Kraftstoff-Verhältnis, wodurch die Rußbildung der Bereiche „Mitte“ und „Oben“ begünstigt wird [67].

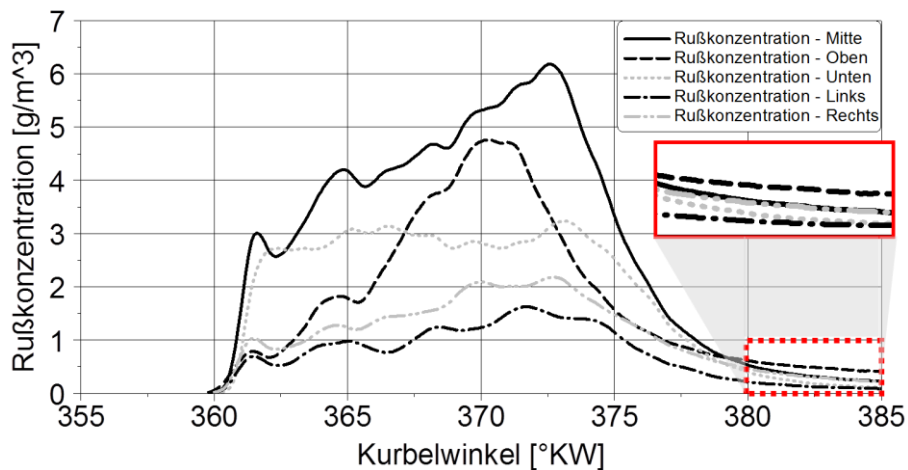


Abbildung 75: Lokale Verteilung der Rußkonzentration (Betriebspunkt 1, 2,1bar Ladedruck, Einspritzdruck 980bar, Drallzahl = 1,2, Düse 4)

Mit Anhebung des Ladedrucks auf 3,1bar reduziert sich der Zündverzug in allen Bereichen und die lokale Temperatur am Ende der vorgemischten Verbrennung sinkt auf 2100K bis 2350K (Abbildung 76). Da ein Teil der Stickoxide während der vorgemischten Verbrennung entstehen und deren Bildung stark temperaturabhängig ist, lässt dies den Schluss zu, dass eine Erhöhung des Ladedrucks hier vorteilhaft ist. Allerdings steigen die Temperaturen zu Beginn der nicht vorgemischten Verbrennung, im Gegensatz zum Betriebspunkt mit 2,1bar Ladedruck, stark an. Eine mögliche Ursache dafür könnte in der höheren Gasdichte im Brennraum liegen, da dadurch die Brennrate im Bereich stöchiometrischem Luft-Kraftstoff-Verhältnisses zunimmt. Dies wurde in Messungen von Payri et. al. [56] und Benajes [57] et. al. ebenfalls festgestellt. Die Stickoxidbildung während der nicht vorgemischten Verbrennungsphase wird somit mit höherem Ladedruck begünstigt. Es lässt sich jedoch festhalten, dass die lokale Maximaltemperatur durch die Erhöhung des Ladedrucks um durchschnittlich 120K reduziert wurde.

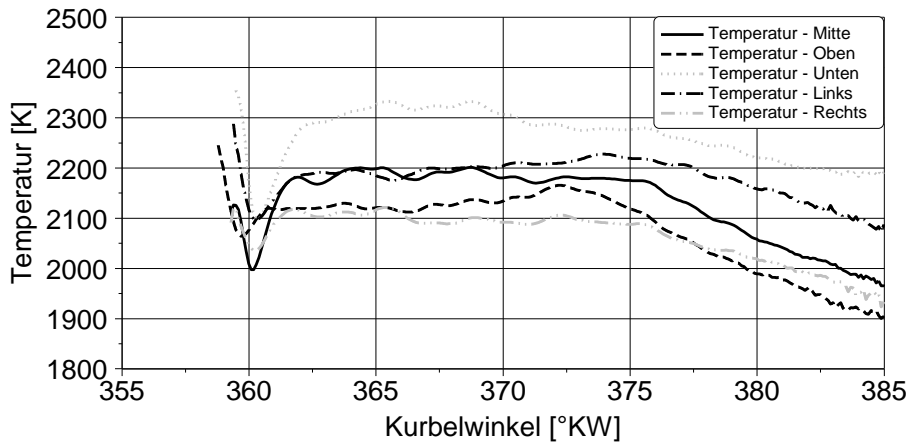


Abbildung 76: Lokale Verteilung der Flammentemperatur (Betriebspunkt 1, 3,1bar Ladedruck, Einspritzdruck 980bar, Drallzahl = 1,2, Düse 4)

Zu Beginn der Verbrennung ist keine Reduzierung der Rußkonzentration mit steigendem Ladedruck zu sehen. Der Bereich „Mitte“ weist sogar ein deutlich höheres Rußniveau auf. Allerdings zeigt der Vergleich am Ende der Verbrennung, dass alle lokalen Rußkonzentrationen mit gesteigertem Ladedruck deutlich geringer sind, als es mit 2,1bar Ladedruck der Fall ist. Demzufolge wird die Rußbildung durch ein gesteigertes Luftangebot im Brennraum eher begünstigt, durch die verbesserte Rußoxidation sinken die Ruß-Rohemissionen allerdings deutlich.

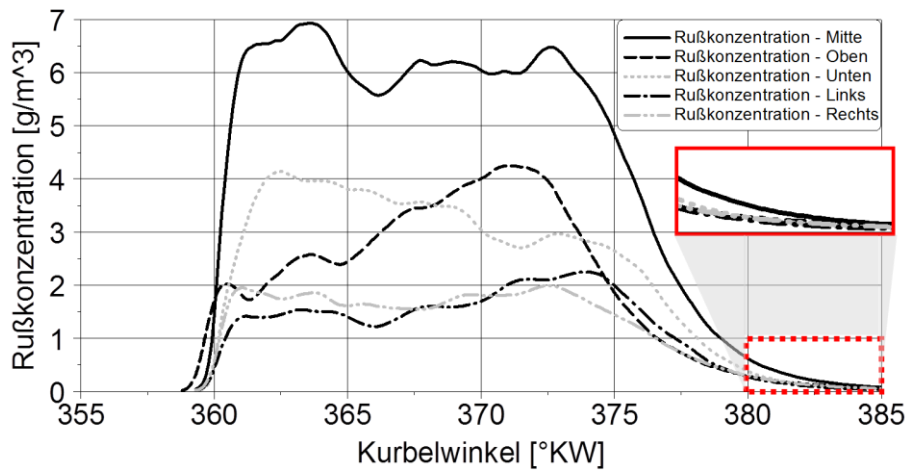


Abbildung 77: Lokale Verteilung der Rußkonzentration (Betriebspunkt 1, 3,1bar Ladedruck, Einspritzdruck 980bar, Drallzahl = 1,2, Düse 4)

Eine Erhöhung des Ladedrucks wird häufig in Kombination mit einem stärker ausgeprägten Miller-Timing bzw. einer Erhöhung der Abgasrückführrate umgesetzt oder zur Steigerung der Zylinderleistung verwendet. Eine gleichzeitige Veränderung verschiedener Größen macht es jedoch schwierig, die Einflüsse zu separieren. In dieser Arbeit wurde deshalb der Einfluss einer Anhebung des Ladedrucks als Einzelmaßnahme betrachtet und die Auswirkungen auf Gemischbildung, Zündung, Verbrennung und Schadstoffbildung aufgezeigt. Außer einer Verkürzung der flüssigen- und der gasförmigen Eindringtiefe, wurde eine früher einsetzende Zündung festgestellt. Die maximale Wärmefreisetzungsrate liegt mit gesteigertem Ladedruck deutlich später, aber auf vergleichbarem Niveau. Die lokalen Maximaltemperaturen liegen mit höherer Aufladung niedriger, was zu geringeren NO_x -Emissionen führt. Außerdem konnte eine deutliche Senkung der Rußkonzentration gegen Ende der Verbrennung festgestellt werden, was auf die verbesserte Rußoxidation zurückgeführt werden konnte.

Drallströmung

Der Einfluss einer stark ausgeprägten Drallströmung auf die Flüssigphase des Kraftstoffs wurde in Kapitel 6.2.3 und der Einfluss auf die Gemischbildung in Kapitel 6.3.2 behandelt. Dieser Abschnitt soll Aufschluss über den Einfluss des Drallniveaus auf die Verbrennung geben. Zur Beurteilung werden der durch die

Druckverlaufsanalyse berechnete Brennverlauf, das aufgezeichnete Flammeneigenleuchten und die Analyse der Ergebnisse der Zwei-Farben-Methode verwendet. Aus zeitlichen Gründen wurde keine Vermessung mit der Zwei-Farben-Methode ohne Drallblende durchgeführt.

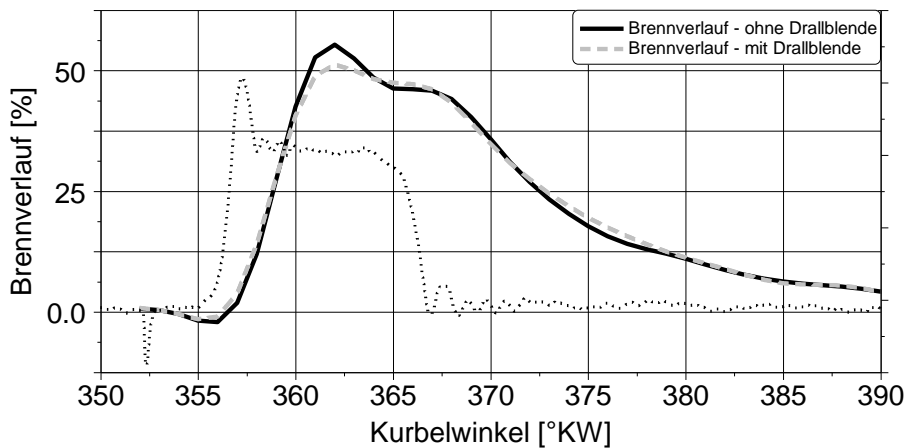


Abbildung 78: Brennverlauf mit Drallblende und ohne Drallblende, Düsenadelhub (Betriebspunkt 1, Düse 4)

Der Brennverlauf (Abbildung 78) und das Flammeneigenleuchten (Abbildung 79) zeigen eine etwas frühere Entflammung mit höherem Drallniveau. Durch die verbesserte Gemischbildung infolge der Drallströmung bilden sich früher zündfähige Bereiche, was zu einer Verkürzung des Zündverzugs führt. Dies äußert sich ebenfalls im Anstieg und im Maximalwert des Brennverlaufs. Überraschend ist, dass durch die Erhöhung des Drallniveaus keine Ablenkung der Flamme festgestellt werden konnte (siehe Abbildung 79). Erst gegen Ende der Verbrennung, nach Schließen der Düsenadel und der damit verbundenen Abnahme der Axialgeschwindigkeit, kommt es zu einer Bewegungsrichtungsänderung in Drallströmungsrichtung (hier nicht dargestellt).

In Kapitel 6.3.2, Abbildung 61 wurde auf Basis von Simulationsdaten dargestellt, welchen Einfluss die Drallströmung auf die Verteilung der Reaktionsprodukte H_2O und CO_2 , der lokalen O_2 Konzentration und des OH-Radikals hat. Insbesondere die hohe Konzentration an OH-Radikalen auf der der Drallströmung abgewandten Seite muss sich in der Temperaturverteilung der Flamme widerspiegeln. Tatsächlich ist dies sowohl für 2,1bar Ladedruck (Abbildung 74), als auch für 3,1bar Ladedruck (Abbildung 76) der Fall.

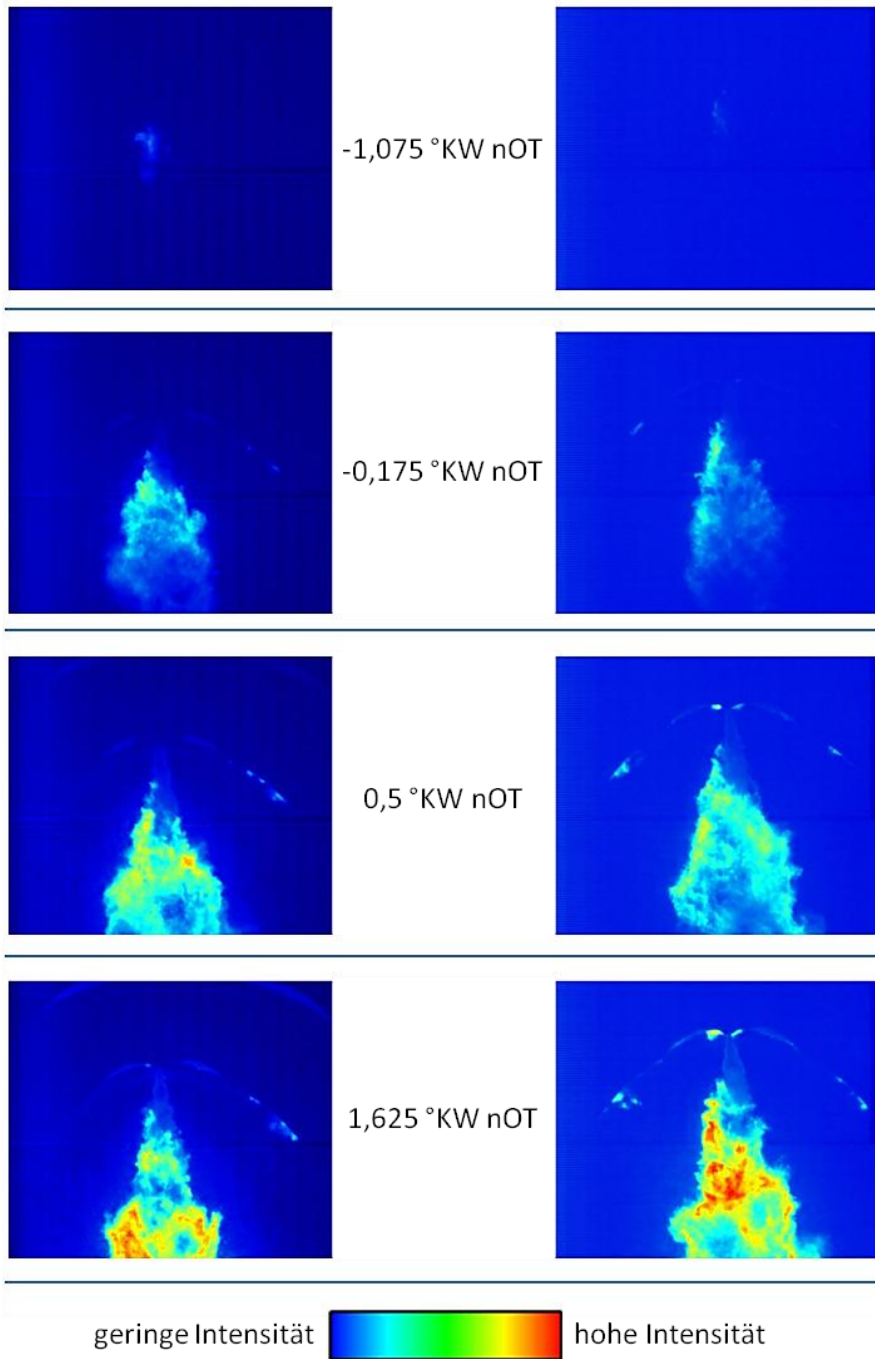


Abbildung 79: Flammenleuchten bei Drallzahl 1,2 (links) und bei Drallzahl 0,4 (rechts) (Betriebspunkt 3, Düse 4)

Das Messvolumen „Links“ weist jeweils eine um 100K höhere Temperatur auf als der Bereich „Rechts“. Die lokalen Rußkonzentrationen hingegen liegen für 2,1bar Ladedruck (Abbildung 75) und 3,1bar Ladedruck (Abbildung 77) nicht signifikant weit auseinander. Möglicherweise steigt mit größerer Entfernung zum Injektor und den damit verbundenen geringeren Axialgeschwindigkeiten der Unterschied der Rußkonzentration der Bereiche „Links“ und „Rechts“. Weitere Messungen mit Messvolumina in diesem Bereich können hier Klarheit schaffen.

Eine Erhöhung des Drallniveaus im Brennraum führte am mittelschnelllaufenden Dieselmotor nicht zu den aus dem Bereich der KFZ-Motoren bekannten Vorteilen (siehe Kapitel 2.2.3). Insbesondere eine schnellere Verbrennung und eine Reduzierung der Rußmenge im Abgas konnte nicht festgestellt werden. Mögliche Gründe hierfür sind die deutlich geringere Drehzahl und die zentraler im Brennraum stattfindende Verbrennung beim Mittelschnellläufer. Durch die hohe Drehzahl des PKW-Motors bleibt wenig Zeit für Gemischbildung, Zündung, Verbrennung und Rußoxidation. Dem mittelschnelllaufenden Dieselmotor steht mehr Zeit für den Verbrennungsablauf zur Verfügung, weshalb eine Beschleunigung der Verbrennung durch Erhöhung der Drallzahl nicht zwingend notwendig ist. Außerdem findet die Verbrennung im PKW-Motor maßgeblich im Randbereich des Brennraums statt [138], wohingegen im mittelschnelllaufenden Dieselmotor deutlich mehr Kraftstoff im Brennraumzentrum umgesetzt wird (Kapitel 6.4.1 und 6.4.3). Deshalb scheint eine verstärkte Durchmischung von Zonen mit hoher Rußkonzentration mit sauerstoffreichen Gebieten durch verstärkte Ladungsbewegung im PKW-Motor zielführender als im mittelschnelllaufenden Dieselmotor zu sein.

Einspritzdruck

Der Einfluss des Einspritzdrucks auf die Flüssigphase des Kraftstoffs und auf die Gemischbildung wurde in Kapitel 6.2.3 bzw. Kapitel 6.3.2 beschrieben. Welche Auswirkungen dies auf den Brennverlauf, die lokalen Temperaturen und Rußkonzentrationen hat, wird im Folgenden dargestellt.

Aufgrund des kürzeren Zündverzugs und der besseren Gemischbildung mit 1180bar beginnt die Wärmefreisetzung früher und steigt schneller an, als es mit 780bar Einspritzdruck der Fall ist (Abbildung 80).

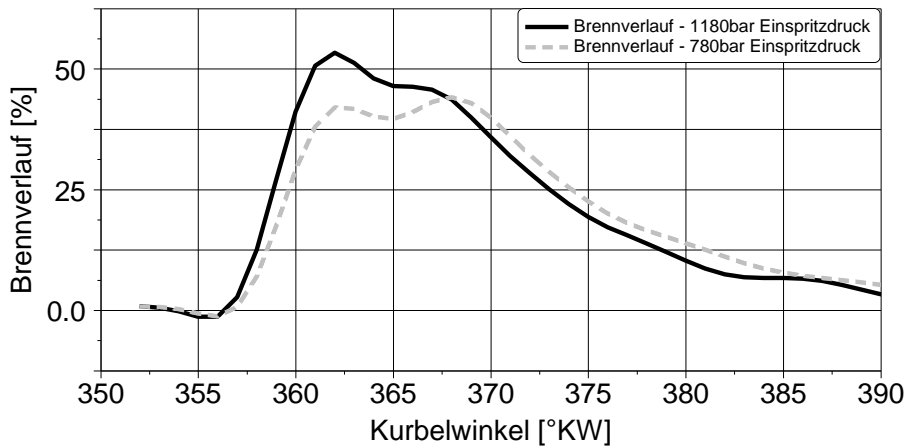


Abbildung 80: Brennverlauf für 780bar und 1180bar Einspritzdruck (Betriebspunkt 1, Einspritzdruck 980bar, Drallzahl = 1,2, Düse 4)

Auch in den Temperaturmessungen der Zwei-Farben-Methode ist der kürzere Zündverzug feststellbar (Abbildung 81 und Abbildung 83). Außerdem ist eine deutliche Zunahme der lokalen Maximaltemperatur von ca. 150K festzustellen. Insbesondere im Messbereich „Unten“ werden lokale Temperaturen von ca. 2600K erreicht und damit die NO_x -Bildung stark begünstigt. Werden die Messungen von Pischinger et. al. [37] in Abbildung 13 zu Grunde gelegt, liegt das Luft-Kraftstoff-Verhältnis vor Verbrennung im Bereich „Unten“ bei ca. $\lambda=0,75$, während mit 780bar ein deutlich fetteres Gemisch mit ca. $\lambda=0,6$ vorliegt. Lediglich der Messbereich „Links“ weist mit ca. 2375K für beide Einspritzdrücke eine nahezu unveränderte Temperatur auf. Möglicherweise zeigt die Drallströmung hier für geringere Einspritzdrücke eine größere Wirkung als für höhere Einspritzdrücke.

Während der nicht vorgemischten Verbrennungsphase sind die Temperaturunterschiede für 780bar und 1180bar Einspritzdruck deutlich geringer. Der Temperaturverlauf für „Mitte“ unterscheidet sich kaum, die Bereiche „Rechts“, „Oben“ und „Unten“ nur um ca. 50K, im Bereich „Links“ sinkt die Temperatur sogar. Eine mögliche Begründung für dieses Ergebnis ist, dass die physikalischen Mischungsvorgänge von Luft und Kraftstoff keine starke Abhängigkeit vom Einspritzdruck aufweisen und somit die Wärmefreisetzung ähnlich abläuft.

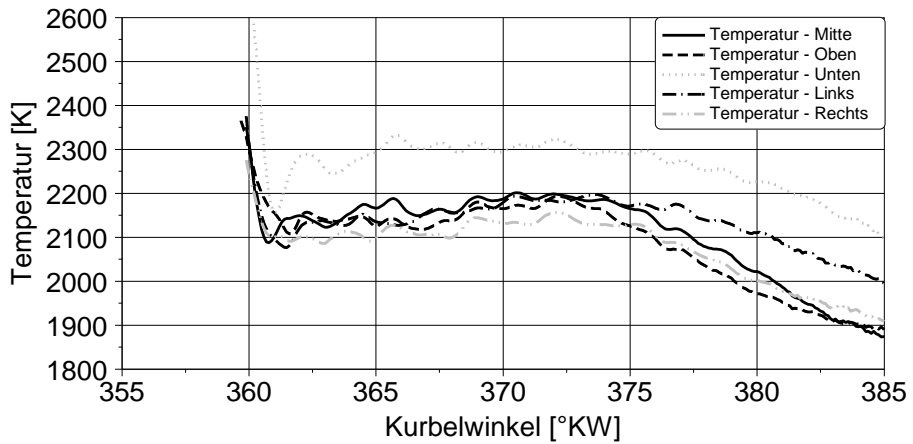


Abbildung 81: Lokale Verteilung der Flammentemperatur bei 1180bar Einspritzdruck (Betriebspunkt 1, Drallzahl = 1,2, Düse 4)

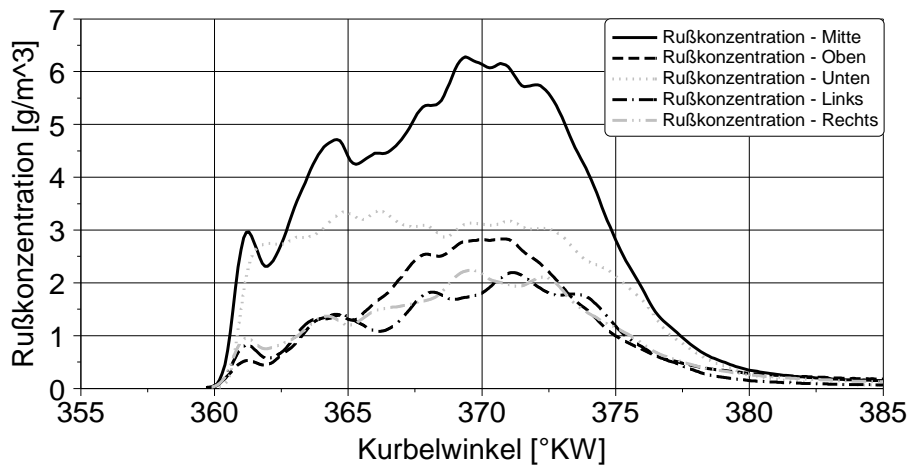


Abbildung 82: Lokale Verteilung der Rußkonzentration bei 1180bar Einspritzdruck (Betriebspunkt 1, Drallzahl = 1,2, Düse 4)

Die lokalen Rußkonzentrationen der Messvolumina sind zu Beginn für 1180bar (Abbildung 82) und 780bar (Abbildung 84) Einspritzdruck kaum unterschiedlich. Lediglich im Bereich „Oben“ macht sich die bessere Gemischbildung mit höherem Einspritzdruck positiv bemerkbar.

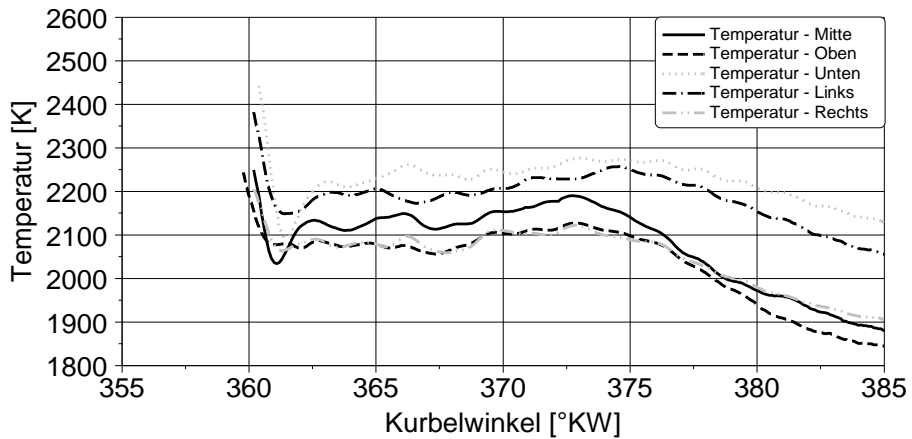


Abbildung 83: Lokale Verteilung der Flammentemperatur bei 780bar Einspritzdruck (Betriebspunkt 1, Drallzahl = 1,2, Düse 4)

Gegen Ende der Verbrennung und damit der Rußoxidation ist allerdings ein deutlicher Vorteil in der Rußkonzentration in allen Messbereichen bei höherem Einspritzdruck zu sehen. Einen maßgeblichen Anteil daran hat vermutlich die um $3,75^{\circ}\text{KW}$ reduzierte Einspritzdauer ($13,95^{\circ}\text{KW} \rightarrow 10,2^{\circ}\text{KW}$), da nach Einspritzung des gesamten Kraftstoffs deutlich mehr Zeit zur Umsetzung bei einem höherem Temperaturniveau bleibt. Außerdem wirken sich die kleineren Kraftstofftropfen und die damit verbesserte Gemischbildung positiv auf die Rußbildung aus.

Für die Brennverfahrensentwicklung eines mittelschnelllaufenden Dieselmotors bedeutet dies, dass durch eine Steigerung des Einspritzdrucks das Rußniveau deutlich abgesenkt werden kann, allerdings steigen die lokalen Temperaturen infolge der besseren Gemischbildung an und begünstigen somit die NO_x -Bildung. Dieser Trend wurde durch die Abgasanalyse ähnlicher Betriebspunkte mit einer standardmäßig verwendeten 10-Loch-Düse bestätigt. Außerdem kann die zur Darstellung des Lastpunkts notwendige Kraftstoffmasse schneller in den Brennraum eingebracht werden, wodurch die Brenndauer verkürzt wird und der Kraftstoffverbrauch gesenkt werden kann.

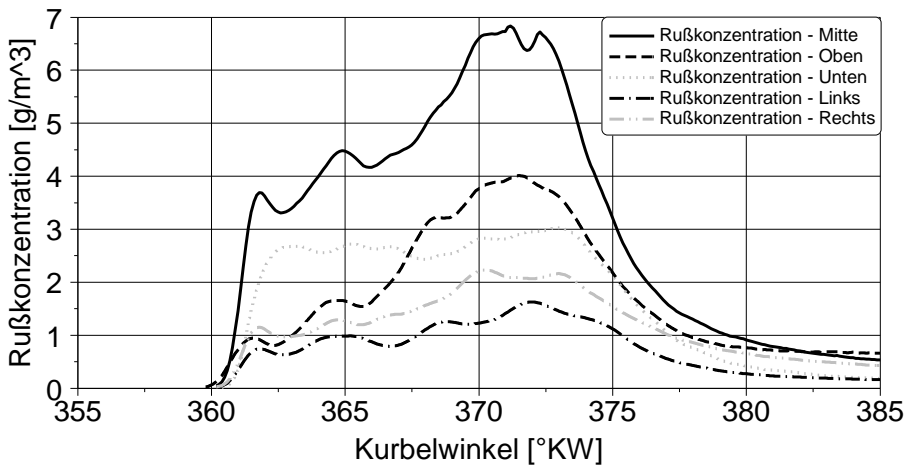


Abbildung 84: Lokale Verteilung der Rußkonzentration bei 780bar Einspritzdruck (Betriebspunkt 1, Drallzahl = 1,2, Düse 4)

6.4.3 Flamme / Kolben Interaktion

Das Kolbenmuldendesign gibt beim Dieselmotor die Form des Brennraums vor und hat somit maßgeblichen Einfluss auf das Brennverfahren. Die tatsächliche Ausbreitung der Flamme im Brennraum konnte bisher nur durch CFD-Modelle abgeschätzt bzw. der Einfluss einer Geometrieänderung auf thermodynamische – und Emissionsmessgrößen beurteilt werden. Durch die Visualisierung ist es nun möglich, zu sehen, welche Bereiche der Kolbenmulde stärker und welche weniger stark mit der Flamme in Kontakt kommen. Während in der Vergangenheit hauptsächlich so genannte „Linsenmulden“ zum Einsatz kamen, wurde hier ein doppelstufige Konstruktion verwendet, das aus dem Nutzfahrzeugbereich abgeleitet ist (Abbildung 85).

Zur Untersuchung der Interaktion von Flamme und Kolbengeometrie stehen drei Aufnahmerichtungen zur Verfügung. Zum einen wurde das Flammeneigenleuchten durch zwei synchronisierte High-Speed-Kameras simultan aufgezeichnet (Abbildung 86, Links und Mitte), zum anderen wurden identische Betriebspunkte mit einer 90° Orientierung der Kamera zur Einspritzrichtung vermessen (Abbildung 86, Rechts). Da die Aufnahmefrequenz unterschiedlich war, können nicht immer gleiche Aufnahmezeitpunkte verglichen werden.

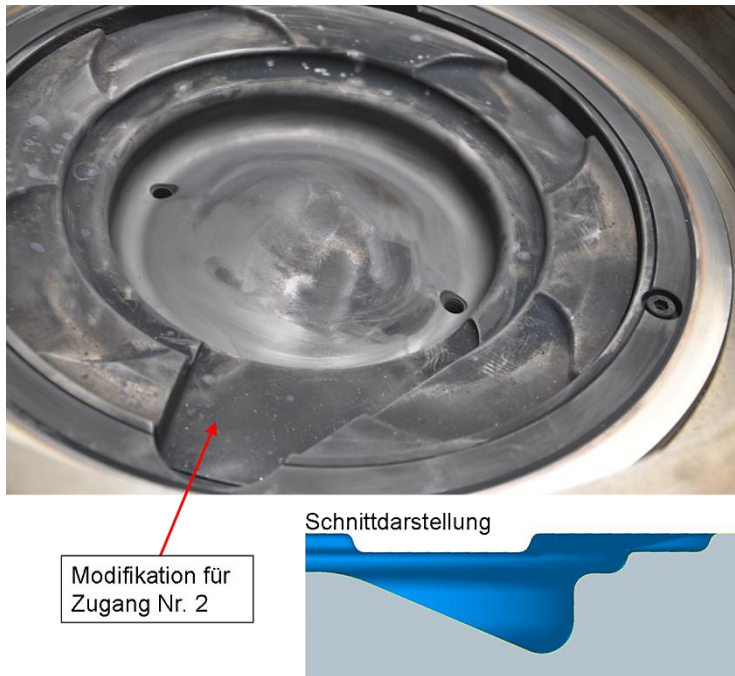


Abbildung 85: Geometrie der Kolbenkronen B

Bei $0,4^{\circ}\text{KW}$ vor OT ist sowohl links als auch rechts die Verbrennung um den flüssigen bzw. kraftstoffreichen Strahlkern zu sehen. Kontakt mit der Brennraumwand hat hier noch nicht stattgefunden. Das Auftreffen der Flamme auf die Kolbenmulde findet bei $0,5^{\circ}\text{KW}$ nach OT statt und damit ca. $4,5^{\circ}\text{KW}$ nach Einspritzbeginn.

Diese lange freie Brenndauer ohne Beeinflussung der Verbrennung durch die Brennraumgeometrie stellt ein charakteristisches Merkmal der Verbrennung im mittelschnelllaufenden Dieselmotor dar. Der Kontakt findet zuerst im Bereich der Teilung der Kolbenmulde statt. Eine Interaktion zwischen Kolbendom und Flamme findet erst durch die Umlenkung infolge des Aufpralls auf den Kolbenmuldenrand statt. Zum Zeitpunkt $1,4^{\circ}\text{KW}$ nach OT sind sowohl die kleine als auch die große Kolbenmulde vollständig durch Flammeneigenleuchten ausgefüllt, allerdings findet die Verbrennung noch nicht im Bereich des Quetschspaltes statt. Dies ist erst bei ca. $4,0^{\circ}\text{KW}$ nach OT der Fall (hier nicht dargestellt). Inwieweit die Flamme in den Quetschspalt eindringt, kann anhand des Zeitschritts $8,6^{\circ}\text{KW}$ nach OT beantwortet werden. Es ist zu erkennen, dass der gesamte Quetschspalt mit Flammeneigenleuchten ausgefüllt ist. Beim dargestellten Betriebspunkt handelt es

sich um einen 25% Lastpunkt, wobei die Interaktion zwischen Kolben und Flamme mit längerer Einspritzdauer (höherer Last) zunimmt.

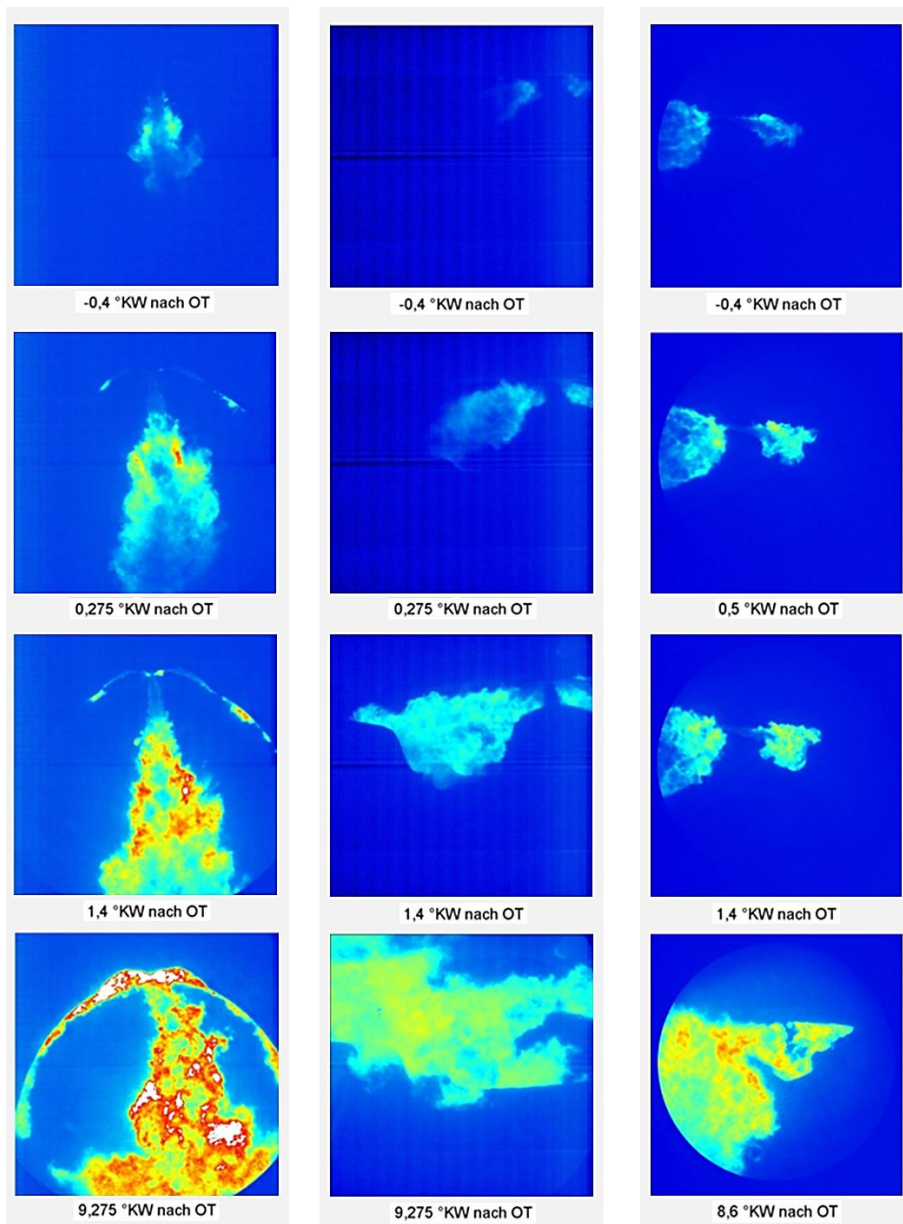


Abbildung 86: Simultanmessung des Flammeneigenleuchtens (Links und Mitte, Düse 4), Flammeneigenleuchten aus seitlicher Aufnahme (Rechts, Düse 1) (Betriebspunkt 1)

7 Zusammenfassung

Großdieselmotoren sind aufgrund der Effizienz, der Langlebigkeit und der geringen Betriebskosten die dominierenden Antriebe für Schiffe. Trotz bereits hoher Gesamtwirkungsgrade ist es weiterhin das Ziel, diese weiter zu erhöhen. Durch die Einführung der IMO Tier III Abgasnorm ab 2016 liegt der Fokus der Brennverfahrensentwicklung jedoch momentan verstärkt auf der Abgasemissionsreduzierung. Insbesondere die Senkung der Stickoxidemissionen stellt die Großmotorenentwicklung vor eine Herausforderung, da diese im Zielkonflikt mit der Senkung des Kraftstoffverbrauchs steht.

Die Emissionsbildung während der dieselmotorischen Verbrennung ist stark von lokalen Bedingungen im Brennraum abhängig. Bisher wurden die im Inneren ablaufenden Prozesse hauptsächlich durch thermodynamische Untersuchungen anhand des indizierten Zylinderdrucks und durch die Messung der Emissionen im Abgas analysiert. Damit ist es jedoch kaum möglich, auf lokale Brennraumzustände zu schließen. Im Bereich der PKW- und NFZ-Motoren haben sich deshalb laseroptische Messverfahren etabliert. Damit lassen sich Teilprozesse wie Einspritzung, Gemischbildung, Zündung, Verbrennung und Emissionsbildung untersuchen. Die Kenntnis dieser Abläufe ermöglicht eine gezielte Beeinflussung der Verbrennung, je nach Anforderungen an das Brennverfahren. Für mittelschnelllaufende Dieselmotoren wurden bisher kaum Messungen dieser Art durchgeführt, weshalb die Abläufe im Brennraum weitgehend unbekannt sind.

In dieser Arbeit wurden Untersuchungen der Zylinderinnenströmung, der Kraftstoffeinspritzung, der Gemischbildung / Zündung und der Verbrennung / Emissionsbildung durchgeführt. Neben den klassischen Entwicklungswerkzeugen wie der Zylinderdruckindizierung und der Abgasemissionsmessung kamen laseroptische Messtechniken und ein 3D-CFD-Modell zum Einsatz. Durch deren Kombination konnte ein umfassendes Bild der Verbrennung in mittelschnelllaufenden Dieselmotoren gewonnen werden.

Analyse der Zylinderinnenströmung

Zur Analyse der Zylinderinnenströmung wurde ein Blasprüfstand eingesetzt. Einerseits wurden Drallmessungen mit einem Flügelrad durchgeführt und andererseits mit der PIV-Messtechnik das zweidimensionale Strömungsgeschwindigkeitsfeld bestimmt. Die Zylinderinnenströmung von Großmotoren wurde bisher noch nicht detailliert untersucht, weshalb ein Ziel dieser Messungen darin bestand, diese für den unveränderten Serienzustand zu erfassen.

Außerdem hat die gezielte Erzeugung einer Drallströmung in PKW-Motoren Vorteile gezeigt, die im Großmotorenbereich noch nicht genutzt werden. Aus diesem Grund wurde durch die Anbringung einer Drallblende in einem der Einlasskanäle eine Drallströmung generiert. Ein weiteres Ziel der Untersuchungen am Blasprüfstand war es aufzuzeigen, ob eine ausgeprägte Drallströmung entsteht bzw. wie lange diese bestehen bleibt. Die Untersuchungen wurden mit und ohne Drallblende für jeweils vier Messebenen und zwei Einlassventilhübe durchgeführt.

Es konnte gezeigt werden, dass der Serienzylinderkopf keine gerichtete Drallströmung sondern lediglich einzelne Wirbel erzeugt, die sich mit zunehmender Entfernung zum Zylinderkopf auflösen. Durch die Installation der Drallblende und mit maximalem Ventilhub wurde eine Strömung in Umfangsrichtung unter dem modifizierten Einlasskanal erzeugt. Diese Strömung formte in den weiter entfernten Messebenen eine ausgeprägte und stabile Drallströmung. Bei halbem Ventilhub und eingebauter Drallblende entstand sowohl in den Flügelrad-, als auch in den PIV-Messungen keine ausgeprägte Drallströmung, sondern lediglich einzelne Wirbel die sich im weiteren Verlauf wieder auflösten.

Untersuchung der Kraftstoffeinspritzung

Die Kraftstoffeinspritzung wurde für Großmotoren bisher nahezu ausschließlich in Druckkammern untersucht. Die Analyse unter tatsächlichen Druck-, Temperatur- und Geometriebedingungen ist jedoch nur am befeuerten Motor möglich, weshalb im Rahmen dieser Arbeit die flüssige Kraftstoffphase im Einzylinder-Versuchsmotor mit der Mie-Streulichttechnik untersucht wurde. Durch die Verwendung eines Bandpassfilters bei Laserwellenlänge war es möglich den Kraftstoffstrahl nicht nur vor Einsetzen der Verbrennung sichtbar zu machen, sondern auch während der Verbrennungsphase. So konnte ein für mittelschnelllaufende Dieselmotoren bisher unbekanntes Phänomen festgestellt werden. Aufgrund der deutlich längeren Eindringtiefe der Flüssigphase als Lift-Off Länge kommt es nach Einsetzen der Verbrennung zu einer verstärkten Kraftstoffverdampfung und in Folge dessen zu einer Reduzierung der flüssigen Kraftstoffphase. Außerdem wurde der Einfluss einer Ladedruck- und Einspritzdrucksteigerung, einer Spritzlochdurchmesserverkleinerung und der einer Drallströmung auf die flüssige Kraftstoffphase aufgezeigt. Ein Vergleich mit den Ergebnissen einer CFD-Berechnung und mit Penetrationsmodellen zur Berechnung der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase zeigt deren Genauigkeit für mittelschnelllaufende Dieselmotoren. Insbesondere das Penetrationsmodell von Dent stimmt bis zu Beginn der Verbrennung gut mit den Messdaten überein.

Gemischbildung und Zündung im mittelschnellaufenden Dieselmotor

Zur Bewertung von Gemischbildung und Zündung wurden ein mit thermodynamischen- und optischen Messergebnissen validiertes CFD-Modell und Messungen des Flammeneigenleuchtens verwendet. Die Darstellung von Zündorten, der Verteilung der gasförmigen Kraftstoffphase, des lokalen Luft-Kraftstoff-Verhältnisses und der lokalen Flammentemperaturen ermöglicht eine umfangreiche Analyse der Verbrennung. Es konnte gezeigt werden, dass die Erhöhung des Ladedrucks zu einer früheren und näher am Injektor stattfindenden Zündung führt. Außerdem kommt es mit höherer Aufladung zu einer weniger starken Interaktion zwischen gasförmiger Kraftstoffphase und der Kolbenoberfläche. Auf der der Drallströmung zugewandten Seite der Kraftstoffkeule zeigt sich eine geringere OH-Radikalkonzentration sowohl während der Zündung als auch im weiteren Verlauf der Verbrennung, als auf der der Drallströmung abgewandten Seite. Infolgedessen ist die Temperatur auf der der Drallströmung abgewandten Seite höher und die Konzentration der Reaktionsprodukte steigt hier stärker an. Durch die Erhöhung des Einspritzdrucks nimmt die Einspritzgeschwindigkeit deutlich zu. Dies hat eine bessere Gemischbildung und daraus resultierend eine frühere Zündung zur Folge.

Analyse von Verbrennung und Emissionsbildung

Zur Untersuchung von Verbrennung und Emissionsbildung wurden neben der Druckverlaufsanalyse Messungen des Flammeneigenleuchtens und Ergebnisse der Zwei-Farben-Methode verwendet. Die Zwei-Farben-Methode wurde für fünf unterschiedliche Brennraumbereiche angewandt, wodurch die Verteilung der Rußkonzentration und der Flammentemperatur über eine Kraftstoffkeule dargestellt werden kann. Durch die Kombination von aus dem Zylinderdruckverlauf berechnetem Brennverlauf und Ergebnissen der Zwei-Farben-Methode war die Bestimmung von vorgemischter- und nicht vorgemischter Verbrennungsphase möglich. Anders als bei PKW- und NFZ-Motoren findet die vorgemischte Verbrennungsphase nicht zum Zeitpunkt der maximalen Wärmefreisetzung statt, da die Flamme sich während der nicht vorgemischten Verbrennungsphase weiter ausbreiten kann. Die maximale Wärmefreisetzungsrates findet in etwa zeitgleich mit dem Auftreffen der Flamme auf die Kolbenmulde statt. Durch die kurbelwinkelaufgelöste Simultanmessung von Rußkonzentration und Flammentemperatur nach der Zwei-Farben-Methode und dem Flammeneigenleuchten war es möglich, lokale zyklische Schwankungen zu detektieren und deren Ursachen zu analysieren. Außerdem konnte durch den Einsatz von zwei High-Speed-Kameras die dreidimensionale Flammenstruktur und die Interaktion der Flamme mit der Kolbenmulde untersucht werden.

Durch die umfangreiche thermodynamische-, optische- und numerische Untersuchung der ablaufenden Prozesse im Brennraum eines mittelschnelllaufenden Dieselmotors können die Vorgänge im Inneren besser beurteilt werden. Insbesondere zur Einflussnahme durch motorische Stellgrößen auf die lokale Emissionsbildung und zur Validierung von Simulationsmodellen sind diese Kenntnisse wichtig.

Nachfolgend werden zusammenfassend einige charakteristische Punkte der Verbrennung in mittelschnelllaufenden Dieselmotoren aufgeführt, die deren Besonderheiten beschreiben:

- geringer Luftanteil im flüssigen Kraftstoffstrahl durch große Düsenlochdurchmesser und damit geringem „Air-Entrainment“
- starker Einfluss der Verbrennung auf die Kraftstoffverdampfung durch längere Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase als Lift-Off-Länge
- Selbstzündung seitlich am Kraftstoffstrahl vergleichsweise zentral im Brennraum
- Verbrennung um flüssigen bzw. kraftstoffreichen Strahlkern
- große Zylinderbohrung ermöglicht Strahlaufbruch, Gemischbildung und Flammenausbreitung mit relativ geringem Brennraumwandeinfluss
- maximale Wärmefreisetzung nicht während „Premixed-Peak“, sondern in etwa zum Zeitpunkt des Auftreffens der Flamme auf den Kolbenmuldenrand

Obwohl im Rahmen dieser Arbeit einige Antworten gegeben werden konnten, bleiben dennoch Fragen offen bzw. wurden durch die Ergebnisse neu gestellt. Die Messung der Drallströmung stellt lediglich einen Teil der Zylinderinnenströmung dar. Eine Analyse der Quetschspaltströmung und deren Einfluss auf die Gemischbildung fehlt bislang. Außerdem könnten PIV-Messungen der Drallströmung im realen Motor den Einfluss der Kompression und der Kolbenmuldengeometrie aufzeigen. Den Einfluss der Verbrennung auf die Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase können sowohl CFD- als auch empirisch ermittelte Penetrationsmodelle nicht abbilden. Eine Erweiterung dieser Modelle durch einen Term zur Beschreibung der Abnahme der Eindringtiefe der Kraftstoffflüssigphase nach Einsetzen der Verbrennung würde den realen Zustand im Brennraum besser beschreiben und somit die Genauigkeit der Modelle verbessern. Zur Analyse von Zündung und Gemischbildung wurde in dieser Arbeit hauptsächlich auf die Ergebnisse einer CFD-Simulation zurückgegriffen. Die Messung von Reaktionszwischenprodukten wie beispielsweise dem OH-Radikal und die messtechnische Darstellung der gasförmigen Kraftstoffphase würden den Kenntnisstand erweitern und eine Validierung der CFD-Modelle mit diesen Daten ermöglichen. Die Untersuchung der Verbrennung durch den Einsatz der Zwei-

Farben-Methode konnte Bereiche aufzeigen, die stark zum Gesamtrußanteil beitragen und andere, die aufgrund der hohen lokalen Verbrennungstemperatur verstärkt zur NO_x -Bildung beitragen. Allerdings konnte nur ein Teil der gesamten verbrennenden Kraftstoffkeule analysiert werden. Die Vermessung des gesamten von der Flamme eingenommenen Bereichs nach dieser Methode würde eine vollständige Lokalisierung von Bereichen ermöglichen, die für Stickoxid- und Rußemissionen verantwortlich sind.

Aufgrund der begrenzten Verfügbarkeit von Versuchsträgern, der Kosten und der technischen Herausforderungen wurden optische Analysemethoden bislang nur äußerst selten an Großmotoren eingesetzt. Die Messungen im Rahmen dieser Arbeit haben jedoch gezeigt, dass die Anwendung dieser Entwicklungswerkzeuge zur Erschließung von Potenzialen zur Kraftstoffverbrauchssenkung und zur gezielten Reduzierung von Abgasemissionen besonders geeignet ist und ein vermehrter Einsatz in der Großmotorenforschung somit zielführend wäre.

Literaturverzeichnis

- [1] M. Niendorf, M. Hopp, B. Buchholz und C. Rarrasch, „Untersuchung der Zerstäubung und Strahlausbreitung an Common-Rail-Einspritzsystemen zur Minimierung der Schadstoffbildung von Großdieselmotoren“ *.EMI-MINI Abschlussbericht*.
- [2] F. Fleischer, „Emissionsregularien für Motoren an Bord international verkehrender seegehender Schiffe und deren Konsequenzen,“ *Heavy Duty-, On- und Off-Highway-Motoren*, 2009.
- [3] H. Köhler, „NOx-Emissionen durch die zivile Schifffahrt,“ *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)*, 2003.
- [4] „Technical code on Control of Emission of Nitrogen Oxides from Marine Diesel Engines,“ *International Maritime Organisation, MP/CONF. 3/35, Annex*, 10/1997.
- [5] H. Harndorf, R. Rabe, V. Wichmann, C. Fink und B. Buchholz, „Herausforderungen bei Einspritzsystemen und Brennverfahren von Großdieselmotoren zur Einhaltung der Emissionsgrenzwerte IMO TIER3 in 2016,“ *7. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung, Berlin*, 2011.
- [6] G. Hellen und J. Ristimaeki, „Particulate emissions of residual fuel operated diesel engines - background, particulate size distributions, measurement methods and potential abatement measures,“ *CIMAC Congress, Wien*, 2007.
- [7] H. Harndorf, V. Wichmann, C. Fink, R. Rabe, M. Niendorf und B. Buchholz, „Technologien für Großdieselmotoren zur Erfüllung von IMO Tier 3 Abgasgrenzwerten,“ *8. Dresdner Motorenkolloquium*, 2009.
- [8] C. Fink, „Experimentelle Analyse von Einspritz- und Gemischbildungsvorgängen an schweröltauglichen Common-Rail-Injektoren mittelschnellaufender Schiffsdieselmotoren,“ *Dissertation, Universität Rostock*, 2011.
- [9] B. Buchholz und C. Fink, „Strategien zur Einhaltung der Emissionsgrenzwerte,“ *Schiff & Hafen 06/2010, ISSN 0938-1643*, 2010.

- [10] M. Troberg und D. Delneri, „Roadmap zur Erfüllung der Tier-III-Abgasnorm für Schiffsmotoren,“ *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)*, 2010.
- [11] H. Harndorf, J. R. Rabe, V. Wichmann, C. Fink und B. Buchholz, „Strategien zur Erfüllung zukünftiger Emissionsvorgaben,“ *1. Rostocker Großmotorentagung - Zukunft der Großmotoren im Spannungsfeld von Emissionen*, 2010.
- [12] D. Delneri, „Tier 3 Emission Roadmap for Marine Engine Application,“ *Heavy Duty-, On- und Off-Highway-Motoren, Friedrichshafen*, 2009.
- [13] H. Harndorf, C. Fink, R. Rabe und M. Drescher, „Pro und Contra einer bivalenten Kraftstoffstrategie für Großdieselmotoren,“ *9. Dresdner Motorenkolloquium*, 2011.
- [14] K. Wirth, „Key technologies for future applications in large engine business,“ *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)*, 2012.
- [15] M. Blessing, „Untersuchung und Charakterisierung von Zerstäubung, Strahlausbreitung und Gemischbildung aktueller Dieseldirekteinspritzsysteme,“ *Dissertation, Stuttgart*, 2004.
- [16] C. Baumgarten, „Mixture Formation in Internal Combustion Engines,“ *Springer Verlag, Heidelberg*, 2006.
- [17] C. O. Schmalzing, „Theoretische und experimentelle Untersuchung zum Strahlausbreitungs- und Verdampfungsverhalten aktueller Diesel-Einspritzsysteme,“ *Dissertation, Stuttgart*, 2001.
- [18] Lord-Rayleigh, „On the instability of jets,“ *Proc. Lond. Math. Soc.*, 1878.
- [19] W. Ohnesorge, „Die Bildung von Tropfen an Düsen und die Ablösung flüssiger Strahlen,“ *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik, Band 16, Heft 6*, 1936.
- [20] H. Hiroyasu und M. Arai, „Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines,“ *SAE Technical Paper, SAE900475*, 1990.
- [21] T. P. Torda, „Evaporation of drops and breakup of sprays,“ *Astronautica Acta. Vol. 18*, 1973.

- [22] R. D. Reitz, „Atomization and Other Breakup Regimes of a Liquid Jet,“ *Dissertation, University of Princeton*, 1978.
- [23] E. Giffen und A. Muraszew, „The atomisation of liquid fuels,“ *Chapman & Hall Verlag*, 1953.
- [24] Nicholls, „Stream and Droplet Breakup by Shock Waves,“ *NASA SP-194, Eds. D.T Harrje and F.H. Reardon*, 1972.
- [25] Pilch und Erdman, „Use of breakup time data and velocity history data to predict the maximum size of stable fragments for acceleration-induced breakup of a liquid drop,“ *International Journal of Multiphase Flow, Volume 13, Issue 6*, 1987.
- [26] U. Waldenmaier, „Berechnung der Verbrennung in schwerölbetriebenen Großdieselmotoren,“ *Suedwestdeutscher Verlag fuer Hochschulschriften, ISBN 978-3838110554*, 2009.
- [27] G. Merker, C. Schwarz, G. Stiesch und F. Otto, „Verbrennungsmotoren - Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung,“ *Teubner Verlag, Wiesbaden, ISBN 3-8351-0080-7*, 2006.
- [28] M. Rothenwöhrer, „Einfluss thermodynamisch metastabiler Zustände auf den Zerfall und das Mischverhalten von Flüssigkeitsstrahlen,“ *Dissertation, München*, 2003.
- [29] C. Arcoumanis und T. Kamimoto, „Flow and Combustion in Reciprocating Engines,“ *Springer Verlag, Heidelberg, ISBN 3-540-64142-1*, 2009.
- [30] S. Pagel, „Verdampfungs- und Selbstzündungsmodelle für Mehrkomponentengemische,“ *Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 565*, 2004.
- [31] H. Kosaka, T. Aizawa und T. Kamimoto, „Two-dimensional imaging of ignition and soot formation in a diesel flame,“ *International Journal of Engine Research, Vol. 6 No. 1*, 2005.
- [32] H. Zhao, „Advanced direct injection combustion engine technologies and development - Volume 2: Diesel engines,“ *Woodhead Publishing Limited, Cambridge, ISBN 978-1-84569-744-0*, 2010.

- [33] R. Collin, J. Nygren, M. Richter, M. Aldén, L. Hildingsson und B. Johannsson, „Simultaneous OH- and formaldehyde-LIF measurements in an HCCI engine,“ *SAE technical paper 2003-01-3218*, 2003.
- [34] H. Kosaka, H. Drewes, V. Catalfamo, L. Aradi und T. Kamimoto, „Two-dimensional imaging of formaldehyde formed during the ignition process of a diesel fuel spray,“ *SAE technical paper 2000-01-0236*, 2000.
- [35] G. P. Merker, „Grundlagen Verbrennungsmotoren,“ *Vieweg und Teubner Verlag, Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-0740-3*, 2009.
- [36] K. Mollenhauer und H. Tschöke, „Handbuch Dieselmotoren,“ *Springer-Verlag, Heidelberg, ISBN 978-3-540-72164-2*, 2007.
- [37] R. Pischinger, M. Kell und T. Sams, „Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine,“ *Springer-Verlag, Wien*, 2009.
- [38] U. Wagner, „Experimentelle Untersuchungen außer- und innermotorischer Maßnahmen zur Rußminderung bei Dieselmotoren,“ *Dissertation, Universität Karlsruhe, Logos Verlag, Berlin*, 2006.
- [39] E. Bach und R. Budack, „Gemischbildungsseitige Einflüsse auf die Reduzierung der NOx-Emission bei Nfz-Dieselmotoren,“ *2. Dresdner Motorenkolloquium*, 1997.
- [40] E. Bach und A. Velji, „Gemischbildung, Zündung und Verbrennung im Dieselmotor“ *Lehrbrief 3, Hochschule für Technik und Wirtschaft, Kraftfahrzeugantriebe und Kolbenmaschinen*.
- [41] U. Spicher, „Verbrennungsmotoren,“ *Vorlesungsskript, Karlsruher Institut für Technologie*, 2012.
- [42] T. Ohrnberger, „Einspritzdüsenauslegung und Brennraumgeometrien für ein direkteinspritzendes 2-Ventil-Dieselmotorenverfahren,“ *Dissertation, München*, 2010.
- [43] H. Ishiwata, L. Xin-he, H. Yoshikawa und N. Kitahara, „Recent Progress in Rate Shaping Technology for Diesel In-Line Pumps,“ *SAE Technical Paper, SAE 940194*, 1994.
- [44] J. Abthoff, F. Duvinage, S. Pischinger und S. Weber, „The Potential of Small

- DI-Diesel Engines with 250 cm³/Cylinder for Passenger Car Drive Trains,“ *SAE Technical Paper*, SAE 970838, 1997.
- [45] R. van Basshuysen, „Handbuch Verbrennungsmotoren,“ *Wiesbaden*, ISBN 978-3-8348-1549-1, Bd. 6, 2012.
- [46] H. Öing, „Entwicklung eines neuen dieselmotorischen Injektorkonzeptes für zukünftige Emissionsgrenzwerte,“ *Dissertation*, 2000.
- [47] P. Karra und S.-C. Kong, „Diesel Emission Characteristics Using High Injection Pressure with Converging Nozzles in a Medium-Duty Engine,“ *SAE Technical Paper*, SAE 2008-01-1085, 2008.
- [48] M. Stumpf, „Einfluss motorischer Betriebsparameter auf die Eigenschaften von Rußpartikeln und deren messtechnische Erfassung,“ *Dissertation*, *Universität Karlsruhe*, Logos Verlag, Berlin, 2008.
- [49] S. Kuhnert, „Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Optimierung der dieselmotorischen Gemischbildung und Verbrennung,“ *Dissertation*, *Karlsruher Institut für Technologie*, Logos Verlag, Berlin, 2011.
- [50] P. Bergstrand und I. Denbratt, „The Effects of Leaner Charge and Swirl on Diesel Combustion,“ *SAE Technical Paper*, SAE 2002-01-1633, 2002.
- [51] W. Deslandes, A. Dupont, X. Baby, G. Charnay und J. Boree, „PIV Measurements of Internal Aerodynamic of Diesel Combustion Chamber,“ *SAE Technical Paper*, SAE 2003-01-3083, 2003.
- [52] R. Rezaei, S. Pischinger, J. Ewald und P. Adomeit, „A New CFD Approach for Assessment of Swirl Flow Pattern in HSDI Diesel Engines,“ *SAE Technical Paper*, SAE 2010-32-0037, 2010.
- [53] K. K. Rao, D. E. Winterbone und E. Clough, „Influence of Swirl on High Pressure Injection in Hydra Diesel Engine,“ *SAE Technical Paper*, SAE 930978, 1993.
- [54] M. Bergin, R. D. Reitz, S. Oh, P. C. Miles, L. Hildingsson und A. Hultqvist, „Fuel Injection and Mean Swirl Effects on Combustion and Soot Formation in Heavy Duty Diesel Engines,“ *SAE Technical Paper*, SAE 2007-01-0912, 2007.

- [55] C. Espey, J. A. Pinson und T. A. Litzinger, „Swirl Effects on Mixing and Flame Evolution in a Research DI Diesel Engine,“ *SAE Technical Paper, SAE 902076*, 1990.
- [56] F. Payri, J. Benajes, S. Molina und M. Riesco, „Reduction of Pollutant Emissions in a HD Diesel Engine by Adjustment of Injection Parameters, Boost Pressure and EGR,“ *SAE Technical Paper, SAE 2003-01-0343*, 2003.
- [57] J. Benajes, S. Molina, J. M. García und R. Novella, „Influence of Boost Pressure and Injection Pressure on Combustion Process and Exhaust Emissions in a HD Diesel Engine,“ *SAE Technical Paper, SAE 2004-01-1842*, 2004.
- [58] K. V. Tanin, D. D. Wickman, D. T. Montgomery, S. Das und R. D. Reitz, „The Influence of Boost Pressure on Emissions and Fuel Consumption of a Heavy-Duty Single-Cylinder D.I. Diesel Engine,“ *SAE Technical Paper, SAE 1999-01-0840*, 1999.
- [59] C. Fink, F. Pinkert und H. Harndorf, „Analyse von Einspritzsprays mittelschnelllaufender Großmotoren unter kalten und verdampfenden Bedingungen,“ *7. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung*, 2010.
- [60] C.-P. Stöber-Schmidt, R. Wolf, M. Püschel und M. Drescher, „Potenziale und Herausforderungen bei der Anwendung der Abgasrückführung am mittelschnelllaufenden Schiffsdieselmotor vor dem Hintergrund der IMO Tier III,“ *Rostocker Großmotorentagung*, 2010.
- [61] J. Hedrick, S. Fritz und T. Stewart, „Application of an experimental EGR System to a Medium Speed EMD Marine Engine,“ *ASME ICEF, ICEF2009-14023*, 2009.
- [62] J. Metzger, A. Rösler und G. Stiesch, „Untersuchung der Abgasrückführung an einem mittelschnelllaufenden Einzylinder-Großdieselmotor zur Erreichung der IMO Tier III Grenzwerte,“ *13. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors"*, Graz, 2011.
- [63] A. Knafl, P. Holand und G. Stiesch, „Design and development of a 2-stage turbocharged large diesel engine,“ *MTZ Heavy-Duty Konferenz*, 2011.
- [64] T. Lavertu, R. Primus und O. Akinyemi, „An Assessment of the relative Benefits of Miller Cycle and Turbocompounding on a medium Speed Diesel

- Engine using Second Law Analysis," *ASME ICEF, ICEF2010-35085*, 2010.
- [65] U. Schlemmer-Kelling und S. Watzek, „EMI MIN - A Government funded Research Program to reduce Emissions," *CIMAC Congress 2010, Bergen, Paper No. 91*, 2010.
- [66] D. Siebers, „Scaling Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays Based on Mixing-Limited Vaporization," *SAE Technical Paper 1999-01-0528*, 1999.
- [67] D. Siebers und B. Higgins, „Flame Lift-Off on Direct-Injection Diesel Sprays Under Quiescent Conditions," *SAE World Congress, SAE Technical Paper 2001-01-0530*, 2001.
- [68] C. Fink, F. Pinkert und H. Harndorf, „Experimental Characterization of Injection Sprays of Medium Speed Diesel Engines," *ILASS, Estoril (Portugal)*, 2011.
- [69] C. Fink, B. Buchholz, M. Niendorf und H. Harndorf, „Einspritzanalyse an modernen Einkreis-CR-Injektoren für schwerölbetriebene, mittelschnelllaufende Großmotoren," *Haus der Technik, Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung*, 2008.
- [70] B. Buchholz, R. Pittermann und M. Niendorf, „Measures to Reduce Smoke and Particulate Emissions from Marine Diesel Engines using Compact Common Rail Injectors," *CIMAC Congress Vienna*, 2007.
- [71] A. Schmid, B. von Rotz, R. Bombach, G. Weisser, K. Herrmann und K. Boulouchos, „Ignition Behavior of Marine Diesel Sprays - Investigation of Marine Diesel Ignition and Combustion at Engine-Like Conditions by means of OH* Chemiluminescence and Soot Incandescence," *COMODIA 2012, CII-2*, 2012.
- [72] M. Niendorf, R. Rabe, C. Fink und H. Harndorf, „Untersuchung des Gemischbildungsverhaltens schiffstypischer Kraftstoffe an modernen Common-Rail-Injektoren für Großdieselmotoren," *Tagung Motorische Verbrennung, HDT München*, 2009.
- [73] B. Buchholz, „Analysis of Injection Sprays from Heavy Fuel Oil Common-Rail Injectors for Medium-Speed Diesel Engines," *FVTR Forschungsberichte*, 2008.

- [74] K. Herrmann, A. Kyratos, R. Schulz, G. Weisser, B. von Rotz, S. Schneider und K. Boulouchos, „Validation and Initial Application of a Novel Spray Combustion Chamber Representative of Large Two-Stroke Diesel Engine Combustion Systems,“ *ICLASS, Vail (Colorado, USA)*, 2009.
- [75] B. von Rotz, K. Herrmann, G. Weisser, M. Cattin, M. Bolla und K. Boulouchos, „Impact of Evaporation, Swirl and Fuel Quality on the Characteristics of Sprays typical of Large 2-Stroke Marine Diesel Engine Combustion Systems,“ *ILASS, Estoril (Portugal)*, 2011.
- [76] B.-S. Kim, W. H. Yoon, S. H. Ryu und J. S. Ha, „Effect of the Injector Nozzle Hole Diameter and Number on the Spray Characteristics and the Combustion Performance in Medium-Speed Diesel Marine Engines,“ *SAE Technical Paper 2005-01-3853*, 2005.
- [77] Y. Masuda, T. Hirose, H. Furutani und Y. Watanabe, „Influence of Ambient Condition and Nozzle Hole on Spray and Combustion Characteristics in Medium Speed Engines,“ *COMODIA 2012, SP3-2*, 2012.
- [78] W. Xiangyi und X. Feng, „Experimental Study on Characteristics of Conical Spray and Combustion for Medium Speed D.I. Diesel Engine,“ *SAE Technical Paper, SAE390598*, 1993.
- [79] C. Fink, M. Frobenius, R. Pittermann und H. Harndorf, „A combined numerical and experimental study on the influence of the injection system on the spray, the combustion and emissions in medium speed diesel engines,“ *CIMAC Congress Bergen*, 2010.
- [80] T. Sarjoavaara, H. Hillamo, M. Larimi und T. Olenius, „Optical In-Cylinder Measurements of a Large-Bore Medium-Speed Diesel Engine,“ *SAE Technical Paper 2008-01-2477*, 2008.
- [81] O. Kaario, A. Tilli, H. Hillamo, T. Sarjoavaara, V. Vuorinen und M. Larimi, „Liquid Spray Data from an Optical Medium-Speed Diesel Engine and its Comparison with CFD,“ *SAE Technical Paper, SAE2009-01-2676*, 2009.
- [82] D. Imhof, H. Aoyagi, H. Tajima und K. Takasaki, „Combustion and emission formation of gasoil and LCO (light cycle oil) water-in-fuel emulsions in nitrogen enriched air,“ *COMODIA 2012, C11-3*, 2012.

- [83] H. . H. Poulsen, J. Hult und S. Mayer, „In-Situ optical Combustion Diagnostics on a large Two-Stroke Marine Diesel Engine,“ *CIMAC, Bergen (Norwegen)*, 2010.
- [84] D. Struckmeier, „Combustion Characteristics of Marine Diesel Fuels,“ *Dissertation, Kyushu University (Japan)*, 2010.
- [85] M. Raffel, C. Willert, S. Wereley und J. Kompenhans, „Particle Image Velocimetry - A Practical Guide,“ *Springer Verlag, Heidelberg, ISBN 978-3-540-72307-3*, 2007.
- [86] U. Spicher und U. Wagner, „Methoden zur Analyse der motorischen Verbrennung,“ *Vorlesungsskript, Universität Karlsruhe (TH)*, 2006.
- [87] C. Cierpka, „Zeitaufgelöste PIV-Untersuchungen zur Strömungskontrolle mittels elektromagnetischer Kräfte in schwach leitfähigen Fluiden,“ *Dissertation, Universität Dresden*, 2008.
- [88] R. J. Adrian, „Particle-Imaging Techniques for Experimental Fluid Mechanics,“ *Annu. Rev. Fluid Mech. 1991.23:261-304*, 1991.
- [89] G. Mie, „Beiträge zur Optik trüber Medien, speziell kolloidaler Metallösungen,“ *Annalen der Physik, Vierte Folge, Band 25*, 1908.
- [90] M. Schmid, „Untersuchung des Gemischbildungs- und Verbrennungsverhaltens eines DI-Dieselmotors unter teilhomogenen Bedingungen,“ *Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg*, 2009.
- [91] A. Henle, „Entkoppelung von Gemischbildung und Verbrennung bei einem Dieselmotor,“ *Dissertation, Technische Universität München*, 2006.
- [92] G. Elsässer, „Experimentelle Untersuchung und numerische Modellierung der freien Kraftstoffstrahlausbreitung und Wandinteraktion unter motorischen Randbedingungen,“ *Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), Logos Verlag, Berlin*, 2001.
- [93] R. Pittermann, „Spektroskopische Untersuchung der verbrennung in Diesel- und Gasmotoren,“ *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)*, 2008.
- [94] A. E. Greis, „Laseroptische Untersuchungen des Verbrennungsprozesses in einem PKW-Dieselmotor,“ *Dissertation, Rheinisch-Westfälischen*

Technischen Hochschule Aachen, 2007.

- [95] K. Mayer, „Pyrometrische Untersuchung der Verbrennung in Motoren mit Common-Rail-Direkteinspritzung mittels einer erweiterten Zwei-Farben-Methode,“ *Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), Logos Verlag, Berlin, 2000.*
- [96] K. Mayer und U. Spicher, „Optical Investigations on Combustion in a DI Diesel Engine with an Endoscopic System and the Two Color Method,“ *ASME Spring Technical Conference, 2000.*
- [97] F. Bernhard, „Technische Temperaturmessung,“ *Springer Verlag, Heidelberg, 2004.*
- [98] A. A. Amsden, „KIVA3: A KIVA Program with Block-Structured Mesh for Complex Geometries,“ *LA-12503-MS, Los Alamos National Laboratories, 1993.*
- [99] A. A. Amsden, „A Block Structured KIVA Program for Engines with Vertical or Canted Valves,“ *LA-13313-MS, Los Alamos National Laboratories, 1997.*
- [100] A. A. Amsden, „KIVA-3V, Release 2, Improvements to KIVA-3V,“ *LA-UR-99-915, Los Alamos National Laboratories, 1999.*
- [101] G. Stiesch, „Modeling Engine Spray and Combustion Process,“ *Springer Verlag, Heidelberg, 2003.*
- [102] J. Janicka und N. Peters, „Prediction of turbulent jet diffusion flame lift-off using a pdf transport equation,“ *Nineteenth Symposium on Combustion, The Combustion Institute, pp. 367-374, 1982.*
- [103] R. D. Reitz und R. Diwakar, „Structure of High-Pressure Fuel Sprays,“ *SAE Technical Paper 870598, 1987.*
- [104] M. Patterson, „Modeling the Effect of Fuel Spray Characteristics on Diesel Engines Combustion,“ *SAE Technical Paper, SAE 980131, 1998.*
- [105] D. B. Spalding, „The Combustion of Liquids Fuels,“ *4th Symposium of Combustion, The Combustion Institute, 1953.*
- [106] E. W. Curtis, „A New High Pressure Droplet Vaporization Model for Diesel

Engine Modeling,“ *SAE Technical Paper, SAE 952431*, 1995.

- [107] S. Kong, „Multidimensional Modeling of Diesel Ignition and Combustion Using a Multistep Kinetics Model,“ *Energy-Source Conference & Exhibition*, 1993.
- [108] S. Kong, „The Development and Application of a Diesel Ignition and Combustion Model for Multidimensional Engine Simulation,“ *SAE Technical Paper, SAE 950278*, 1995.
- [109] A. Karlsson, „Simulation of Soot Formation Under Diesel Engine Conditions Using a Detailed Kinetic Soot Model,“ *SAE Technical Paper, SAE 981022*, 1998.
- [110] Z. Han, „Mechanism of Soot and NOx Emission Reduction Using Multiple- Injection in Diesel Engine,“ *SAE Technical Paper, SAE 960633*, 1996.
- [111] U. Waldenmaier, O. Celik, J. Metzger, M. Auer und G. Stiesch, „Einsatz von optischer Messtechnik und CFD-Simulation zur Unterstützung der Brennverfahrensentwicklung an einem mittelschnelllaufenden Großdieselmotor,“ *10. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden*, 2012.
- [112] F. Unfug, K. Beck, J. Pfeil, U. Wagner, U. Waldenmaier, J. Metzger, P. Porten und G. Stiesch, „Optical and Numerical Investigation on Spray Formation and Flame Luminosity in a Single Cylinder Medium Speed Diesel Engine,“ *JSAE Technical Paper 239-20115227*, 2011.
- [113] F. Unfug, U. Wagner, K. Beck, J. Pfeil, U. Waldenmaier, O. Celik, J. Jaeschke und J. Metzger, „Investigation of fuel spray propagation, combustion and soot formation/oxidation in a single cylinder medium speed Diesel engine,“ *ASME ICEF2012-92038*, 2012.
- [114] W. Bauder, „Der neue V32/44 CR von MAN Diesel,“ *MTZ-Konferenz - Heavy Duty Engines*, 2008.
- [115] W. Bauder, „The 32 bore engine program from MAN Diesel-SE The flexible adaption in terms of concept and layout in the propulsion and stationary market for Diesel- and Gas operations,“ *CIMAC Congress, Bergen*, 2010.

- [116] R. Leonhard, M. Parche und C. Kendlbacher, „Einspritztechnik für Schiffsdieselmotoren,“ *Motorentechnische Zeitschrift (MTZ)*, 04 2011.
- [117] R. M. Schmidt, Interviewee, *Wir brauchen keine Piezo-Injektoren*. [Interview]. 16 07 2007.
- [118] J. Volz, „Betriebsstoffe für Verbrennungsmotoren,“ *KIT, Vorlesungsskript, WS2010/2011*, 2011.
- [119] „Produktdatenblatt: Quantel Brillant B Nd:YAG Puls laser“.
- [120] „Produktdatenblatt: LaVision Imager Compact CCD-Kamera“.
- [121] „Produktdatenblatt: LaVision HighSpeedStar 6 CMOS Kamera“.
- [122] „Produktdatenblatt: VisionResearch Phantom CMOS Kamera“.
- [123] „Produktdatenblatt: OSRAM Wolframbandlampe Wi 17/G“.
- [124] „Produktdatenblatt: Quantel Twins Brillant B PIV Laser“.
- [125] „Produktdatenblatt: Hamamatsu High Sense MK1 PIV Kamera“.
- [126] „Produktdatenblatt: Expancel Mikrosphären 551DET40d25“.
- [127] D. A. Kennaird, C. Crua, J. Lacoste und M. R. Heikal, „In-Cylinder Penetration and Break-Up of Diesel Sprays Using a Common-Rail Injection System,“ *SAE Technical Paper 2002-01-1626*, 2002.
- [128] K.-U. Münch, A. Fath und A. Leipertz, „Untersuchung der Strahlausbreitung schnellaufender DI Dieselmotoren unter spezieller Berücksichtigung der kurzen Einspritzzeiten,“ *VDI Berichte Nr. 1090*, 1993.
- [129] L. Pickett, S. Kook und T. Williams, „Visualization of Diesel Spray Penetration, Cool-Flame, Ignition, High-Temperature Combustion, and Soot Formation Using High-Speed Imaging,“ *SAE Technical Paper 2009-01-0658*, 2009.
- [130] J. Naber und D. Siebers, „Effects of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays,“ *SAE Technical Paper, 960034*, 1996.

- [131] C. Lee, K. Choi, S. Noh und S. Chung, „Effects of Solid Body Rotating Swirl on Spray Tip Penetration,“ *SAE Technical Paper*, SAE 970798, 1997.
- [132] D. Siebers, „Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays,“ *SAE Technical Paper* 980809, 1998.
- [133] C. Fink, B. Buchholz, M. Niendorf und H. Harndorf, „Injection Spray Analyses from Medium Speed Engines using Marine Fuels,“ *ILASS, Como Lake (Italy)*, 2008.
- [134] J. C. Dent, „A Basis for the Comparison of Various Experimental Methods for Studying Spray Penetration,“ *SAE Technical Paper* 710571, 1971.
- [135] E. v. Berg, A. Alajbegovic, D. Greif, A. Poredos, R. Tatschl, E. Winklhofer und L. C. Ganippa, „Primary Break-up Model for Diesel Jets Based on Locally Resolved Flow Field in the Injection Hole,“ *ILASS-Europe 2002*, 2002.
- [136] C. Baumgarten, J. Stegemann und G. P. Merker, „A New Model for Cavitation Induced Primary Break-Up Model of Diesel Sprays,“ *ILASS-Europe 2002*, 2002.
- [137] C. Baumgarten, „Modellierung des Kavitationseinflusses auf den primären Strahlerfall bei der Hochdruck Deseleinspritzung,“ *VDI-Verlag, ISBN 978-3-18-354312-0*, 2003.
- [138] P. Koch, R. Sommer und A. Leipertz, „Einsatz kombinativer optischer Messtechniken zur Untersuchung der Rußbildung im Dieselmotor,“ *7. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden*, 2006.
- [139] C. Fink, M. Frobenius, R. Pittermann, U. Schlemmer-Kelling und H. Schneider, „Reduzierung der Stickoxidemission von Schiffsdieselmotoren im Common-Rail-Betrieb,“ *Motorentechnische Zeitschrift (MTZ)*, 2009.
- [140] R. Rotondi, „Simulation of Liquid Phase Penetration in Diesel Spray,“ *SAE Technical Paper* 2001-01-3229, 2001.
- [141] B. Higgins und D. Siebers, „Measurement of the Flame Lift-Off Location on DI Diesel Sprays Using OH Chemiluminescence,“ *SAE Technical Paper* 2001-01-0918, 2001.

- [142] J. Sjöholm, C. Chartier, E. Kristensson, E. Berrocal, Y. Gallo, M. Richter, Ö. Andersson, M. Aldén und B. Johansson, „Quantitative in-cylinder fuel measurements in a heavy duty diesel engine using Structured Laser Illumination Planar Imaging (SLIPI),“ *COMODIA 2012, MD2-3*, 2012.
- [143] M. Kaiser, A. Heilig und F. Dinkelacker, „Application of the Optical Connectivity Method to a Real Size Heavy Duty CIDI-Injector,“ *COMODIA 2012, MD2-4*, 2012.
- [144] Y. Zama, W. Ochiai, T. Furuhashi und M. Arai, „Velocity distribution inside a diesel spray under high ambient density condition,“ *COMODIA 2012, SP2-2*, 2012.
- [145] O. A. Kuti, J. Zhu, K. Nishida, X. Wang und Z. Huang, „Spray, Ignition and Combustion Characteristics of Biodiesel and Diesel Fuels Injected by Micro-Hole Nozzle under Ultra-High Injection Pressure,“ *COMODIA 2012, SP3-1*, 2012.
- [146] P. Leick, „Quantitative Untersuchungen zum Einfluss von Düsengeometrie und Gasdichte auf den Primärzerfallsbereich von Dieselspray,“ *Dissertation, Darmstadt*, 2008.
- [147] A. Iiyama, Y. Masumoto, K. Kawamoto und T. Ohishi, „Spray Formation Improvement of a VCO Nozzle for DI Diesel Smoke Reduction,“ *ImechE Seminar Diesel Fuel Injection System*, 1992.
- [148] T. Schulze, „Untersuchung des Einflusses der Spritzlochgeometrie der Einspritzdüse auf die dieselmotorische Gemischbildung und Verbrennung,“ *Dissertation, Dresden*, 2005.
- [149] A. Lefebvre, „Atomization and Sprays, Combustion: An International Series,“ *Hemisphere Publishing Cooperation, New York*, 1989.
- [150] W. Eifler, E. Schlücker, U. Spicher und G. Will, „Küttner Kolbenmaschinen,“ *Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden*, 2009.

Lebenslauf

Name: Fridolin Unfug
Geburtsdatum: 07.03.1983
Geburtsort: Wangen i.A.
Staatsangehörigkeit: deutsch

Schulbildung

1989 - 1993 Grundschule, Neuravensburg
1993 - 1999 Realschule, Bodnegg
1999 - 2000 Fachoberschule, Lindau
2000 - 2001 Nat. techn. Akademie, Isny
2001 - 2003 Fachoberschule, Lindau
2003 - 2004 Zivildienst, OSK Wangen

Studium

2004 – 2008 Maschinenbaustudium an der Hochschule
Ravensburg/Weingarten

Vertiefung: Energie- und Fahrzeugtechnik

Abschluss: Dipl.-Ing. (FH)

Berufsweg

2008 – 2010 Brennverfahrensentwicklung, MOT GmbH

2010 – 2012 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für
Kolbenmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie

seit 2012 Brennverfahrensentwicklung, MAN Diesel & Turbo SE