

**Experimentelle Grundlagenuntersuchungen  
zum Katalysatorheizbetrieb  
mit strahlgeführter Benzin-Direkteinspritzung  
und Einspritzdrücken bis 800 bar**

Zur Erlangung des akademischen Grades  
**Doktor der Ingenieurwissenschaften**

der Fakultät für Maschinenbau  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte  
**Dissertation**  
von

Dipl.-Ing. Florian Schumann  
aus Lindau am Bodensee

Tag der mündlichen Prüfung:  
Hauptreferent:  
Korreferent:

18. Juli 2014  
Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher  
Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld

**Forschungsberichte aus dem  
Institut für Kolbenmaschinen  
Karlsruher Institut für Technologie  
Hrsg.: Prof. Dr.-Ing. U. Spicher  
Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch**

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 2014

Alle Rechte vorbehalten.

ISBN 978-3-8325-3776-0

ISSN 1615-2980

Logos Verlag Berlin GmbH  
Comeniushof, Gubener Str. 47,  
10243 Berlin  
Tel.: +49 030 42 85 10 90  
Fax: +49 030 42 85 10 92  
INTERNET: <http://www.logos-verlag.de>

# Vorwort der Herausgeber

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 dar. Der heutige technische 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 vorhanden sind.

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 des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) den Fachkollegen aus Wissenschaft und Industrie zugänglich zu machen.

Der Schwerpunkt unserer Aktivitäten liegt in der Optimierung der motorischen Brennvorgänge 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 vorliegenden Band 1/2014 berichtet Herr Schumann über experimentelle Untersuchungen zum Einfluss von Einspritzdrücken bis 800 bar auf den Katalysatorheizbetrieb mit strahlgeführter Benzin-Direkteinspritzung. Im Fokus der Arbeit stehen die Absenkung der Abgasemissionen, insbesondere der Partikelemissionen, und die Verbesserung der Verbrennungsstabilität bei gleichzeitiger Maximierung des Abgasenthalpiestroms. Hierfür wurde im Vorfeld der motorischen Untersuchungen eine für das Versuchsaggregat auf die Benzin-Direkteinspritzung optimierte Dieseldüse ausgelegt, deren Strahl- ausbreitung anhand von Untersuchungen in einer Einspritzdruckkammer analysiert wird.

Anschließend daran werden im Rahmen von Untersuchungen am Verbrennungsmotor thermodynamische Ergebnisse gezeigt, ergänzt sowohl durch herkömmliche Messung gasförmiger Schadstoffe als auch durch Anwendung von Sondermesstechnik zur Rußmassen- und Partikelanzahlkonzentrationsbestimmung. Zudem werden detaillierte Analysen der Gemischbildung und Verbrennung mit optischen Messtechniken vorgestellt. Für die Parametervariationen kommen zwei verschiedene Einspritzstrategien mit einer sogenannten zündungsnahen Einspritzung zur Anwendung, die jeweils ein weitgehend homogenisiertes und ein stark geschichtetes, mageres Grundgemisch im Brennraum bereitstellen. Zusätzliche instationäre Motorstartuntersuchungen zeigen, dass die gewonnenen Erkenntnisse nicht nur auf stabile Stationärpunkte beschränkt sind.

Die Arbeit zeigt am Beispiel des Katalysatorheizbetriebs grundlegende Auswirkungen und Potenziale einer Einspritzdruckanhebung über 200 bar hinaus auf und liefert wichtige Erkenntnisse zur innermotorischen Abgasemissionsreduzierung bei ungünstigen Gemischbildungsbedingungen.

Karlsruhe, im August 2014

Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher  
Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch

# Vorwort des Autors

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Kolbenmaschinen des Karlsruher Instituts für Technologie. Sie wäre ohne die Unterstützung und das Zutun anderen so nicht möglich gewesen.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher für das vertrauensvolle Verhältnis bei der Betreuung dieser Arbeit und die mir gebotene Freiheit bei deren Durchführung und Gestaltung. Für sein Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Korreferats bin ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld sehr dankbar. Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch danke ich herzlich für die mir zur Verfügung gestellt Zeit zur Fertigstellung meiner Arbeit am Institut für Kolbenmaschinen. Bei Herrn Dipl.-Ing. Bernd Siewert und der Robert Bosch GmbH möchte ich mich für die Auslegung und Bereitstellung der von mir verwendeten Dieseldüsen bedanken.

Allen meinen Kollegen am Institut für Kolbenmaschinen danke ich für die gute Zusammenarbeit und das in weiten Teilen freundschaftliche Arbeitsklima, das den einen oder anderen mühsamen Arbeitstag ungemein bereichert hat. Von den erfahrenen ehemaligen Kollegen, allen voran Dr. Alexander Kneifel, Dr. Stefan Buri und Dr. Johannes Eichmeier, habe ich nicht nur fachlich eine Menge dazugelernt. Mit Dr. Sebastian Hensel und Dr. Steffen Kuhnert habe ich zusätzlich meinen Büroalltag viele Jahre gerne verbracht. Mein Bürokollege Philipp Hügel führte mir immer wieder vor Augen, dass die Hürden in einem Promotionsprojekt durchaus auch größer sein können. Regelmäßiger Büro-Talk mit ihm lenkte stets den Fokus wieder auf die wichtigen Dinge im Leben. Dr. Steve Busch hat mir mit seinem Matlab-Code bei der Auswertung einiges an Vorarbeit abgenommen. Helge Dageförde und Christian Disch kämpfen wie ich gegen die Partikel, nur anders. Christoph Dahnz kämpft mit seiner Simulation der wirklich wahren Verbrennung eher gegen die Zeit. Den dreien danke ich sehr für die wertvolle Korrektur meiner Arbeit.

Ohne Eduard Oberländer und sein umfangreichen Motorradkenntnisse hätte mein Rotax nicht so lange überlebt. Ernst Hummel und sein Team fertigten diverse große und kleine Teile schnell und präzise. Helge Rosenthal baut die feinsten Prüfstände und findet alle erdenklichen Rohrverschraubungen in seinem Vormontagenmikrokosmos, während Michael Busch stets sofort zur Stelle ist, wenn ein Rechner streikt. Werner Kruggel und Christoph Schramm haben mir so manchen Messtag gerettet, wenn die Abgasmesstechnik stets zum ungünstigsten Zeitpunkt ihren Dienst verweigerte. Auch meinen Studenten danke ich für die tatkräftige Unterstützung am Prüfstand und bei der Auswertung der Versuche.

Meinen Eltern Eva und Gerhard Schumann danke ich ganz besonders für den uneingeschränkten Rückhalt und ihre Unterstützung und Liebe in allen Lebenslagen. Ohne sie wäre ich nicht dort angekommen, wo ich heute stehe. Auch mein Bruder Bernd Schumann ist für mich Vorbild und wichtige Orientierungshilfe zugleich. Bei meiner Freundin Julia Holzwarth möchte ich mich für die Geduld und die Unterstützung in der Endphase meiner Arbeit bedanken.

Karlsruhe, im August 2014

Florian Schumann

# Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort der Herausgeber</b>	<b>iii</b>
<b>Vorwort des Autors</b>	<b>v</b>
<b>Nomenklatur</b>	<b>ix</b>
<b>1 Einleitung und Zielsetzung</b>	<b>1</b>
<b>2 Grundlagen der Benzin-Direkteinspritzung</b>	<b>5</b>
2.1 Brennverfahren und Stand der Technik . . . . .	6
2.2 Gemischbildung . . . . .	8
2.3 Schadstoffemission . . . . .	15
2.3.1 Gasförmige Emissionen . . . . .	16
2.3.2 Partikel- und Rußemissionen . . . . .	19
2.4 Katalysatorheizen – Herausforderungen und Stand der Technik . . . . .	22
<b>3 Versuchsträger</b>	<b>25</b>
3.1 Einzylindermotor und Prüfstands Aufbau . . . . .	25
3.2 Injektordesign . . . . .	28
3.3 Druckkammer . . . . .	31
<b>4 Messtechnik und Analysemethoden</b>	<b>35</b>
4.1 Mie-Streulicht-Technik . . . . .	35
4.2 Laserinduzierte Fluoreszenz . . . . .	36
4.3 Rußeigenleuchten . . . . .	38
4.4 Zwei-Farben-Methode . . . . .	38
4.5 Ruß- und Partikelmessung im Abgas . . . . .	42
<b>5 Untersuchungsergebnisse</b>	<b>45</b>
5.1 Untersuchungen zur Gemischbildung in einer Druckkammer . . . . .	45
5.1.1 Eindringtiefen der Flüssigphase . . . . .	47
5.1.2 Düsennahe Strahlkegelwinkel . . . . .	48
5.1.3 LIF-Signal der Gasphase . . . . .	50
5.2 Thermodynamische Untersuchungen am Einzylindermotor . . . . .	54
5.2.1 Katalysatorheizen mit Saughubeinspritzung . . . . .	54
Einfluss der zündungsnahen Einspritzung . . . . .	55
Einfluss des Zündzeitpunkts . . . . .	58

	Einfluss des Raildrucks . . . . .	60
	Einfluss des Luft-Kraftstoffverhältnisses . . . . .	63
5.2.2	Katalysatorheizen mit Kompressionshubeinspritzung . . . . .	68
	Einfluss des Zündzeitpunkts . . . . .	69
	Einfluss des Beginns der ersten Einspritzung . . . . .	71
	Einfluss des Raildrucks . . . . .	73
	Einfluss des Luft-Kraftstoffverhältnisses . . . . .	75
5.2.3	Vergleich der Katalysatorheizstrategien . . . . .	78
5.3	Optische Untersuchungen am Einzylindermotor . . . . .	81
5.3.1	Einspritzstrahlvisualisierung . . . . .	82
5.3.2	Hochgeschwindigkeitsvisualisierung des Rußeigenleuchtens . . . . .	90
5.3.3	Zwei-Farben-Methode . . . . .	97
5.4	Motorstarts in den Katalysatorheizbetrieb . . . . .	102
5.5	Ölverdünnung im stationären Katalysatorheizbetrieb . . . . .	111
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>115</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>129</b>

# Nomenklatur

## Pysikalische Größen

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
$\alpha$	$^{\circ}\text{KW}$	Kurbelwinkel
$\Delta_r H^{\circ}$	$\text{kJ/mol}$	Standardreaktionsenthalpie
$\epsilon$	-	Verdichtungsverhältnis bzw. spektraler Emissionsgrad
$\eta_{Fl}$	$\text{kg/ms}$	dynamische Viskosität der Flüssigkeit
$\lambda$	-	Luft-Kraftstoffverhältnis bzw. Wellenlänge
$\lambda_{Brett}$	-	Brettschneider-Lambda
$\lambda_V$	-	Luft-Kraftstoffverhältnis an der Verbrennungsfront
$\rho_{Fl}$	$\text{kg/m}^3$	Dichte der Flüssigkeit
$\rho_G$	$\text{kg/m}^3$	Dichte des Gases
$\rho_U$	$\text{kg/m}^3$	Dichte des unverbrannten Kraftstoffs
$\sigma_{Fl}$	$\text{kg/s}^2$	Oberflächenspannung der Flüssigkeit
$\sigma_{p_{mi}}$	bar	zyklische Schwankungen des indizierten Mitteldrucks
$A_a$	$\text{m}^2/\text{kg}$	Massenabsorbtiionsquerschnitt
$A_t$	$\text{m}^2$	turbulente Flammenfrontfläche
$b_i$	$\text{g/kWh}$	indizierter spezifischer Verbrauch
$c_0$	$\text{m/s}$	Vakuumlichtgeschwindigkeit
$c_1$	$\text{Wm}^2$	erste plancksche Strahlungskonstante
$c_2$	mK	zweite plancksche Strahlungskonstante
$c_{p, Abgas}$	$\text{J/kg K}$	spezifische Wärmekapazität des Abgases
$c_{Ru\beta}$	$\text{kg/m}^3$	Rußmassenkonzentration
$CO_i$	$\text{g/kWh}$	CO-Emissionen bezogen auf die indizierte Leistung
$Counts$	-	Intensität des auf dem Kamerachip einfallenden Lichts in Graustufen von 0 bis 4095
$D_{char}$	m	charakteristischer Durchmesser
$D_p$	nm	Partikeldurchmesser
$D_{Tr}$	m	Tropfendurchmesser
$dQ_b/d\alpha$	$\text{J}/^{\circ}\text{KW}$	Wärmefreisetzungsrage
$Ex$	-	Expansionsfaktor
$h$	Js	Planck-Konstante
$\dot{h}_{Abgas}$	$\text{kW/l}$	spezifischer Abgasenthalpiestrom
$HC_i$	$\text{g/kWh}$	HC-Emissionen bezogen auf die indizierte Leistung
$H_U$	$\text{J/kg}$	unterer Heizwert
$I_{LIF}$	Counts	Pixelintensität in Graustufen

## Nomenklatur

<b>Formelzeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bezeichnung</b>
$k$	J/K	Boltzmann-Konstante
$L_\lambda$	W/m <sup>2</sup> m sr	spektrale Strahldichte eines realen Kontinuumstrahlers
$L_{\lambda,s}$	W/m <sup>2</sup> m sr	spektrale Strahldichte eines Schwarzen Körpers
$\dot{m}_{Krst}$	kg/s	Kraftstoffmassenstrom
$m_{Krst.ES3}$	mg/Hub	Kraftstoffmasse der 3. Einspritzung
$\dot{m}_{Luft}$	kg/s	Frischluftmassenstrom
$M_{\lambda,s}$	W/m <sup>2</sup> m	spektrale spezifische Ausstrahlung eines Schwarzen Körpers
$NO_{x,i}$	g/kWh	NO <sub>x</sub> -Emissionen bezogen auf die indizierte Leistung
$Oh$	-	Ohnesorgezahl
$p$	bar	Druck
$p_{Dampf}$	bar	Sättigungsdampfdruck
$p_K$	bar	Druck in der Einspritzkammer
$p_{mi}$	bar	indizierter Mitteldruck
$p_{Rail}$	bar	Kraftstoffdruck in der Kraftstoffrail, Raildruck
$p_{Saug}$	mbar	Druck im Saugrohr
$p_{Zyl}$	bar	Zylinderdruck
$Q_{b,n}$	-	Summenbrennverlauf, normiert auf die mit dem Kraftstoff eingebrachte Energie
$Re$	-	Reynoldszahl
$s_{l,0}$	m/s	laminare Flammenausbreitungsgeschwindigkeit bei Normbedingungen
$s_t$	m/s	turbulente Flammenausbreitungsgeschwindigkeit
$ti_3$	ms	Injektoransteuerdauer der 3. Einspritzung
$T_{2FM}$	K	mittels Zwei-Farben-Methode berechnete Rußtemperatur
$T_{Krümmer}$	°C	Abgastemperatur im Krümmer
$T_K$	°C	Temperatur in der Einspritzkammer
$T_s$	K	fiktive Temperatur eines Schwarzen Körpers
$T_{Umgebung}$	°C	Umgebungstemperatur
$T_{Zyl}$	K	mittlere Zylinderladungstemperatur
$V_H$	l	Hubvolumen
$v_{rel}$	m/s	Relativgeschwindigkeit
$We_{Fl}$	-	Flüssigkeits-Weberzahl
$We_G$	-	Gasphasen-Weberzahl

# Abkürzungen und Indizes

Abkürzung	Bezeichnung
ACEA	Association des Constructeurs Européens d'Automobiles, europäischer Automobilherstellerverband
ASB	Ansteuerbeginn des Injektors
ASE	Ansteuerende des Injektors
BDE	Benzin-Direkteinspritzung
C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	Acetylen
C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	Isooktan
CO	Kohlenmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
COSI	Controlled Solenoid Direct Injection
CRI	Common Rail Injektor
CVO	Controlled Valve Operation
H <sub>2</sub> O	Wasser
HE-Grad	Verhältnis der hydraulischen Durchflüsse vor und nach dem hydroerosiven Verrunden
HR-TEM	hochauflösende Transmissionselektronenmikroskopie
HC	unverbrannte Kohlenwasserstoffe
LIF	Laserinduzierte Fluoreszenz
n	Drehzahl
n. ZOT	nach dem oberen Totpunkt des Hochdruckprozesses
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NO <sub>x</sub>	Stickoxide
O <sub>2</sub>	Sauerstoff
PAK	polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
PM	Partikelmasse
PN	Partikelanzahl
RDE	Real Driving Emissions
ROZ	Research Oktanzahl
v. ZOT	vor dem oberen Totpunkt des Hochdruckprozesses
WLTP	Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure
ZOT	oberer Totpunkt des Hochdruckprozesses
ZZP	Zündzeitpunkt, Zündwinkel



# 1 Einleitung und Zielsetzung

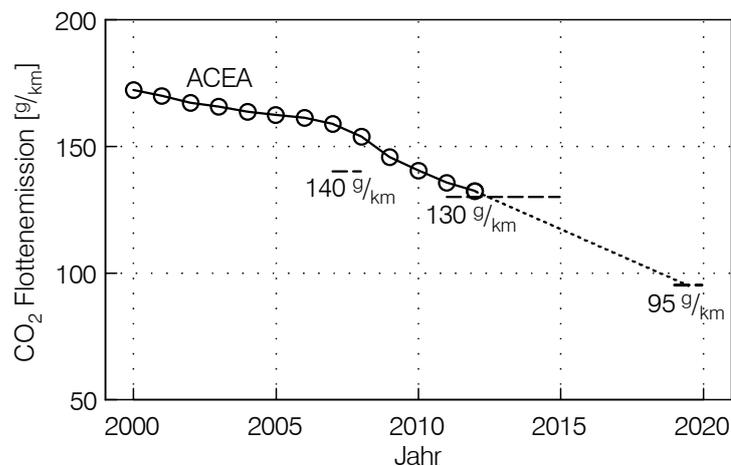
Die rasant steigenden Kraftstoffkosten und der globale Klimawandel sind die treibenden Kräfte aktueller Entwicklungsanstrengungen zum Thema Mobilität. Der Verbrennungsmotor spielt hierbei als Hauptantriebsquelle des PKW wie auch des LKW eine zentrale Rolle. Er wird nach aktuellem Stand der Technik noch mehrere Jahrzehnte die wichtigste Antriebsquelle im Straßenverkehr bleiben. Das Bestreben, den Wirkungsgrad sowohl von Otto- als auch von Dieselmotoren zu steigern und somit den Kraftstoffverbrauch zu senken, steht dabei nicht selten im Widerspruch dazu, immer strengere Vorgaben bezüglich internationaler Abgasgesetzgebungen einzuhalten und gestiegene Ansprüche an Antriebskomfort und -leistung zu erfüllen.

Eine zeitnahe Auflösung dieser Zielkonflikte durch die breitflächige Einführung von Elektrofahrzeugen ist nicht abzusehen. Der Elektromotor selbst ist dabei nicht das entscheidende Hindernis. Vielmehr sind zukünftig noch erhebliche Entwicklungsschritte in den Bereichen Leistungselektronik und Energiespeicherung nötig. Zum einen sind die Energiedichten elektrischer Energiespeicher denen klassischer gasförmiger oder flüssiger Kraftstoffe noch weit unterlegen. Die daraus erzielbaren Reichweiten sind für den nach wie vor im Hinblick auf die Kundenakzeptanz geforderten universellen Fahrzeugeinsatz zu gering. Zum anderen betragen die Systemkosten ein Vielfaches von konventionellen Antrieben mit Verbrennungsmotor. Ein wirtschaftliches Verhältnis von technischem und finanziellem Aufwand zu ökologischem Nutzen ist daher noch nicht gegeben.

Darüber hinaus ist der Nutzen von Elektrofahrzeugen auch unter reinen Umweltgesichtspunkten nach wie vor heftig umstritten. Das Potenzial hängt hierbei entscheidend vom Anwendungsfall und den betrachteten Systemgrenzen ab. Unterschiedliche reale Fahrprofile, länderspezifische Testzyklen, regionale Klimaprofile und nicht zuletzt der Einsatz verschiedener Rohstoffe zur Stromerzeugung müssen bei der Well-to-Wheel Energiebilanz eines Gesamtfahrzeugs berücksichtigt werden [11, 126]. Der seit 1996 gültige „Neue Europäische Fahrzyklus“ (NEFZ) zur Ermittlung der Abgasemissionen und des Energieverbrauchs weist nicht nur bei der Vergleichbarkeit zwischen Test- und realem Kundenverbrauch konventioneller Verbrennungsmotoren erhebliche Defizite auf. Die Ermittlung des Normverbrauchs von Plug-In-Hybridfahrzeugen erfolgt derzeit nach einer synthetischen Berechnungsformel. Die daraus resultierenden Werte fallen im Vergleich mit realen Kundenverbräuchen deutlich zu niedrig aus und stehen daher in der öffentlichen Kritik [124, 135]. Abhilfe könnte ein neuer Testzyklus schaffen, der sich derzeit in der Vorbereitung befindet [66]. Dieser sogenannte WLTP-Zyklus (Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure) soll die äußerst schwierige

Aufgabe erfüllen, die bisher weltweit unterschiedlichen Fahrzyklen und Messprozeduren zu vereinheitlichen.

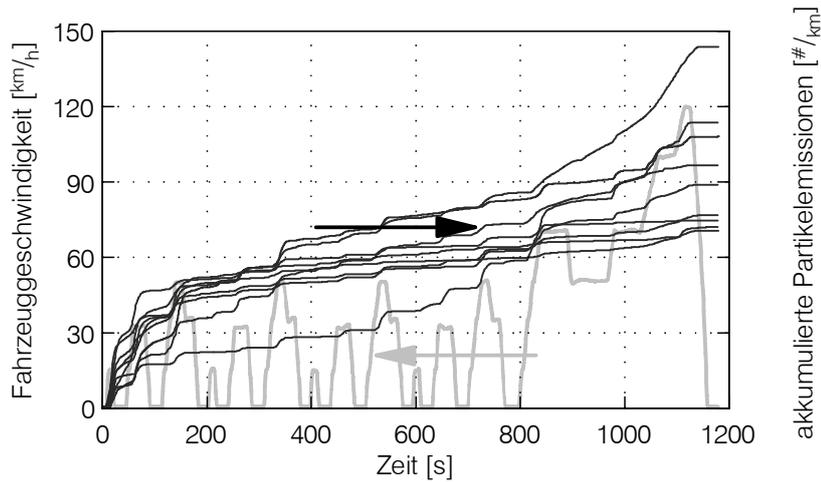
Die zunehmende Elektrifizierung des Antriebsstrangs und der Einsatz von Hybridfahrzeugen mit Downsizing-Verbrennungsmotoren führt nicht zwangsläufig zur Verringerung schädlicher Abgasemissionen. Gerade im Kurzstreckenbetrieb, in dem die Hybridisierung mit vielen Abschaltphasen des Motors ihr größtes Potenzial aufweist, können die Abgasemissionen aufgrund der häufigen Kaltstarts des Verbrennungsmotors deutlich ansteigen [104]. Hier liegt, gerade vor dem Hintergrund der zunehmenden Diskussion um die Partikelemissionen moderner Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung [21], noch großes Potenzial für die Verbesserung der ottomotorischen Gemischbildung und Verbrennung. Nicht zuletzt die Selbstverpflichtung der Automobilbranche zur Senkung des Flottenverbrauchs (siehe Abb. 1.1) sowie die Einführung der Euro 6 Abgasnorm erfordern noch erhebliche Anstrengungen seitens der Fahrzeughersteller. Die Euro 6 Gesetzgebung sieht die Einführung eines Partikelgrenzwerts für Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung zum 1. September 2014 von  $6 \cdot 10^{12}$  #/km und in einer zweiten Stufe zum 1. September 2017 von  $6 \cdot 10^{11}$  #/km vor [30]. Des Weiteren sollen Fahrzeugemissionen zukünftig nicht nur zyklusbasiert erfasst werden. Mit den „Real Driving Emissions“ (RDE) Tests steht ab 2017 im Zuge der Euro 6c Abgasgesetzgebung die Überprüfung von Fahrzeugen unter realitätsnahen Bedingungen im Straßenverkehr mit mobiler Abgasmessstechnik an.



**Abbildung 1.1:** Durchschnittliche CO<sub>2</sub>-Emissionen neuer Personenkraftwagen bis 2012 in den 27 EU-Staaten und Ziele des europäischen Automobilherstellerverbands (ACEA) [29, 32, 33]

Der Ausstoß von Partikeln ist beim Ottomotor gerade unter kalten Randbedingungen besonders hoch. Große Bedeutung bei der Optimierung bestehender Brennverfahren kommt daher dem Motorstart und der anschließenden Katalysatorheizphase zu. Wie in Abbildung 1.2 anhand aktueller Serienfahrzeuge verschiedener Hubraumklassen dargestellt ist, entsteht in diesen ersten Sekunden des Motorwarmlaufs bei modernen

Ottomotoren ein Großteil der Gesamtemissionen im Testzyklus [67, 69]. Gründe dafür sind zum einen die schlechten Randbedingungen für die Verbrennung bei kaltem Motorbetrieb, die zu sehr hohen Rohemissionen führen. Zum anderen werden Motoren für eine zügige Erwärmung des Katalysators auf die Light-Off-Temperatur mit einer für die Partikelemissionen ungünstigen Betriebsstrategie betrieben. Erschwerend stellt der Abgasturbolader, der im Zuge des allgemeinen Downsizing-Trends vermehrt Einzug hält, eine zusätzliche Wärmesenke dar, welche die Aufheizung des Katalysators hinauszögert.



**Abbildung 1.2:** Akkumulierte Partikelemissionen aktueller Serienfahrzeuge mit Ottomotor im NEFZ nach [67]

Thema der vorliegenden Arbeit ist die Untersuchung des Potenzials hoher Einspritzdrücke über dem derzeit üblichen Maximaldruck von 200 bar im stationären Katalysatorheizbetrieb. Ziel des Katalysatorheizbetriebs ist die Maximierung der Abgasenthalpie, die zur schnellen Aufheizung des Katalysators genutzt wird. Mit Hilfe unterschiedlicher Einspritzstrategien können dabei die zyklischen Verbrennungsschwankungen und die Rohemissionen gezielt beeinflusst werden. Die Güte der Gemischbildung spielt gerade unter den erschwerten Bedingungen eines kalten Motorbetriebs eine entscheidende Rolle bei der Senkung der Rohemissionen. Es soll daher gezeigt werden, ob Einspritzdrücke bis 800 bar die Gemischbildung im Katalysatorheizbetrieb verbessern können und somit eine Optimierung bezüglich maximalem Abgasenthalpiestrom, minimalen Verbrennungsschwankungen und Rohemissionen sowie niedrigem Kraftstoffverbrauch umzusetzen ist.



## 2 Grundlagen der Benzin-Direkteinspritzung

Die Benzin-Direkteinspritzung stellt heute den Stand der Technik bei modernen Ottomotoren in der PKW-Anwendung dar. Sie kann auf eine lange Tradition verweisen. Die Idee, den Kraftstoff direkt in den Brennraum einzubringen, ist beinahe so alt wie der Ottomotor selbst. Bereits 1898, wenige Jahre nach Erteilung eines Patents auf Nicolaus August Ottos Gasmotor 1877 [98], versuchte sich Friedrich August Haselwander an der Realisierung einer Kraftstoff-Direkteinspritzung [97], die jedoch an der technischen Umsetzung scheiterte [5]. In den folgenden Jahrzehnten konnten allerdings aufgrund intensiver Entwicklungsarbeit Fortschritte bei der Realisierung der Direkteinspritzung bis hin zum Serieneinsatz erzielt werden. Insbesondere die Rüstungsindustrie trieb die Entwicklung auf dem Gebiet der Flugmotoren weiter voran. Im Vordergrund standen dabei die Leistungssteigerung und der lageunabhängige Betrieb der Motoren [139].

Im PKW-Bereich verhinderten allerdings der hohe technische Aufwand mechanischer Einspritzsysteme und die damaligen, niedrigen Kraftstoffpreise den breiten Serieneinsatz bis auf wenige Ausnahmen. Erst der vermehrte Einzug von Elektronik in den Fahrzeugen und gestiegene Anforderungen zur Verringerung des Kraftstoffkonsums und der Abgasemissionen ließen die Benzin-Direkteinspritzung wieder in den Fokus der Fahrzeughersteller rücken. Vor allem die Möglichkeit, durch aufwendige elektronische Regelungen eine Kraftstoffsichtung im dynamischen Betrieb zu realisieren und damit eine Wirkungsgraderhöhung durch Entdrosselung im Teillastbereich zu erzielen, führte ab Mitte der 90er Jahre bei einigen Automobilherstellern zur Markteinführung von Ottomotoren mit Schichtladebetrieb [14, 27, 53, 64]. Die überschätzte, im realen Fahrbetrieb kaum erzielbare Kraftstoffeinsparung dieser luft-/wandgeführten Schichtladekonzepte konnte die aufwendige Abgasnachbehandlung für den Magerbetrieb mittels  $\text{NO}_x$ -Speicher-Katalysator jedoch nicht rechtfertigen. Diese Arten von Schichtbrennverfahren der ersten Generation sind daher nach kurzer Zeit wieder vom Markt verschwunden.

Im Markt etablierte Magerbrennverfahren setzen im Gegensatz zu wand-/luftgeführten Verfahren der ersten Generation auf die strahlgeführte Benzin-Direkteinspritzung der zweiten Generation [74, 76, 90]. Die überwiegende Mehrheit der Automobilhersteller scheut jedoch den Aufwand für die komplexe Systemabstimmung sowie die hohen Kosten der Abgasnachbehandlung und setzt stattdessen auf die Potenziale der Benzin-Direkteinspritzung im Homogenbetrieb. So setzen sich derzeit Konzepte mit Abgasturboaufladung auf breiter Front im Markt durch, die mit Hilfe von Downsizing und Downspeeding auf ein günstigeres Leistungsgewicht und einen geringeren Verbrauch durch Reibleistungsminderung und Lastanhebung setzen. Beim Ottomotor

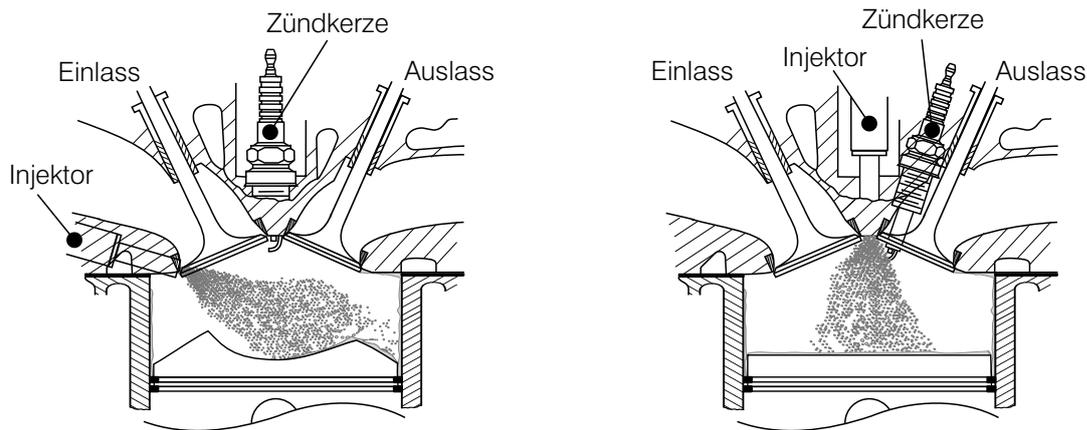
findet somit ein ähnlicher Trend hin zu niedrigen Drehzahlen und hohem Low-End Torque statt, wie dies beim Dieselmotor schon Ende der neunziger Jahr zu beobachten war. Im Homogenbetrieb wirkt die Benzin-Direkteinspritzung mit der damit verbundenen brennrauminternen Gemischabkühlung der Klopfproblematik bei aufgeladenen Ottomotoren entgegen und ermöglicht somit wirkungsgradgünstigere, höhere Verdichtungsverhältnisse. Allerdings entstehen bei der Entwicklung neuer schadstoffarmer Motorenkonzepte zusätzliche Herausforderungen in Folge der direkten Einbringung des Kraftstoffs in den Brennraum. Besonderes Augenmerk ist auf unerwünschte Bauteilbenetzung sowie die gegenüber der konventionellen Saugrohreinspritzung stark verkürzte Zeit für die Gemischbildung zu richten. Diese führen insbesondere bei kaltem Motor an den benetzten Bauteilwänden oder in der Gasphase zu diffusiver Verbrennung, die wiederum erhöhte Ruß- und Partikelemissionen nach sich zieht.

### 2.1 Brennverfahren und Stand der Technik

Die Benzin-Direkteinspritzung bietet gegenüber der konventionellen Saugrohreinspritzung großes Potenzial hinsichtlich der Steigerung der Leistung und des Wirkungsgrads. Nur eine direkte Einspritzung des Kraftstoffs in den Brennraum bietet neben einer weitgehend homogenen Gemischverteilung die Möglichkeit, eine gezielte Gemischinhomogenität im Brennraum zu erzeugen und so auf den Ablauf von Zündung und Verbrennung Einfluss zu nehmen. Je nach Brennverfahren kann dieses Potenzial unterschiedlich effizient umgesetzt werden. Bei der konstruktiven Ausgestaltung der Benzin-Direkteinspritzung kann grundsätzlich zwischen seitlicher und zentraler Lage des Injektors zur Brennraumhochachse unterschieden werden.

Die *seitliche Injektorlage* bei der Direkteinspritzung der ersten Generation zeichnet sich durch eine weite räumliche Anordnung von Injektor und Zündkerze aus (siehe Abb. 2.1 links). Die Einspritzung des Kraftstoffs erfolgt bei *seitlicher Injektorlage* aus thermischen Gründen in der Regel einlassseitig unterhalb der Einlassventilsitze. Die Zündkerze ist bei diesem Konzept zentral im Brennraumdach angeordnet. Der brennraummittige Zündort gilt unter der Voraussetzung einer sich symmetrisch ausbreitenden Flammenfront als ideal. Beim Einsatz von Mehrlochinjektoren kann durch optimiertes Spray-Targeting eine Bauteilbenetzung mit flüssigem Kraftstoff minimiert werden. Die konstruktive Umsetzung dieser Anordnung im Brennraumdach gestaltet sich einfach. Eine in weiten Kennfeldbereichen zuverlässige Platzierung von zündfähigem Gemisch zur Umsetzung eines mageren Schichtbrennverfahrens ist jedoch nicht gewährleistet. Die Ladungsbewegung hierfür gezielt abzustimmen, gelingt lediglich in engen Drehzahl- und Lastfenstern. Darüber hinaus kann eine Benetzung der Kolbenoberfläche mit flüssigem Kraftstoff bei luft-/wandgeführten Schichtkonzepten nicht verhindert werden, was deutlich erhöhte Partikel- und Kohlenwasserstoffemissionen im Abgas zur Folge hat.

Im Gegensatz dazu zeichnet sich die Benzin-Direkteinspritzung der zweiten Generation durch eine *zentrale Injektorlage* und eine nahe räumliche Anordnung zur Zündkerze im Brennraumdach aus. Der Injektor ist dabei im Bereich der Zylinderhochachse und die Zündkerze leicht geneigt in kurzem Abstand dazu positioniert (siehe Abb. 2.1 rechts). Je nach dem, ob die Zündkerze zwischen einem Einlass- und Auslassventil, also in Richtung der Kurbelwellenlängsachse, oder zwischen zwei Auslassventilen, entsprechend orthogonal zur Kurbelwelle verbaut ist, spricht man von einer Längs- oder Queranordnung [5]. Aufgrund der beengten Platzverhältnisse im Brennraumdach und Ventiltriebsbereich stellt die zentrale Injektorlage große Herausforderungen an die konstruktive Umsetzung. Es muss nicht nur eine gute Zugänglichkeit, sondern auch eine ausreichende Kühlung der Bauteile gewährleistet sein. Aktuelle Motorkonzepte sind sowohl in Längsanordnung [37, 38] als auch in Queranordnung [85, 132] ausgeführt. Die nahe räumliche Anordnung von Injektor und Zündkerze ermöglicht eine präzise Platzierung von zündfähigem Luft-Kraftstoffgemisch an der Zündkerze ohne Brennraumwandbenetzung. Dem größeren konstruktiven Aufwand für die zentrale Positionierung des Injektors steht damit ein höheres Potenzial zur gezielten Kraftstoffsichtung im Brennraum gegenüber [129]. Eine solche Schichtung kann in unterschiedlichen Betriebspunkten vorteilhaft sein, sei es aus Gründen der Effizienz wie im Schicht- bzw. Homogen-Schichtbetrieb oder aus Gründen der Verbrennungsstabilisierung im Katalysatorheizbetrieb sowie des Bauteilschutzes im Homogen-Klopfschutzbetrieb [41].



**Abbildung 2.1:** Seitliche und zentrale Anordnung des Kraftstoffinjektors bei der Benzin-Direkteinspritzung nach [115]

Bei Motoren mit Schichtbrennverfahren im Teillastbetrieb und zentraler Injektorlage finden bisher aufgrund der überlegenen Gemischbildung sowie der präzisen Mengendosierung [48] ausschließlich piezoaktuierte, nach außen öffnende Hohlkegelspray-Injektoren Verwendung. Für Motorenkonzepte, die bis auf wenige Betriebsbereiche, wie z.B. Motorstart und Katalysatorheizen mit homogenem Luft-Kraftstoffgemisch betrieben werden, wird in der Regel auf günstigere Mehrlochinjektoren mit Magnetspulen-aktuator zurückgegriffen.

Allen aktuellen Common-Rail-Systemen für Ottokraftstoff ist bis auf wenigen Spezialanwendungen im Motorsport ein maximaler Einspritzdruck von 200 bar gemein. Der Grund hierfür ist in der mangelnden Schmiereigenschaft von Ottokraftstoff im Gegensatz zu Dieselmotoren zu finden. Diese würde bei höheren Systemdrücken zu erheblichem Verschleiß in den Gleitkontakten konventioneller Einspritzpumpen führen [99]. Darüber hinaus muss sowohl die Konstruktion als auch die Ansteuerung der Einspritzventile sowie das Leitungssystem auf gesteigerte Drücke ausgelegt werden. Die Drucklimitierung auf 200 bar schränkt die Möglichkeit, eventuell vorhandene Potenziale der Gemischbildung auszunutzen, allerdings erheblich ein. Neben den Effekten einer reinen Druckerhöhung (siehe Abschnitt 2.2) können mit steigendem Systemdruck auch die Vorteile kleinerer Düsenlochdurchmesser und damit verbundenen reduzierten statischen Durchflüssen am Injektor genutzt werden.

Der Injektordurchfluss ist jeweils motorspezifisch über die größte Einspritzmenge bei maximaler Einspritzdauer und maximalem Einspritzdruck festgelegt. Die kleinste Einspritzmenge dagegen wird bei minimaler Einspritzdauer und minimalem Einspritzdruck, der sich jedoch negativ auf die Gemischbildung auswirkt, erreicht. Insbesondere bei hohen spezifischen Zylinderleistungen aktueller und zukünftiger Turbomotoren nimmt die Spreizung zwischen minimaler und maximaler Einspritzmenge deutlich zu. Umso wichtiger erscheint es, eine erweiterte Mengenspreizung über den Einspritzdruck zu erreichen, um nicht auf zu große, für Gemischbildung und Minimalmengen ungünstige Düsenlochdurchmesser zurückgreifen zu müssen. Aus diesem Grund arbeiten sowohl Zulieferer [48, 67, 120] als auch Fahrzeughersteller [58] derzeit an einer Systemdruckerhöhung auf über 300 bar für den Serieneinsatz.

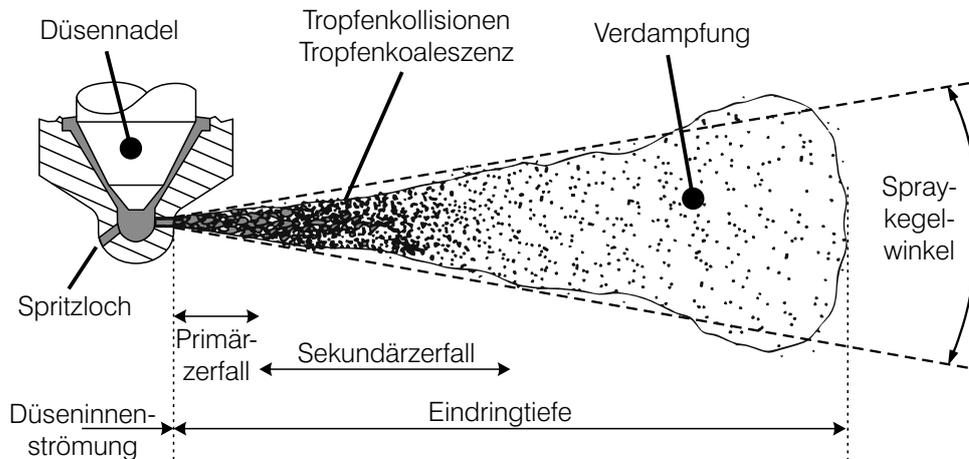
Darüber hinaus befinden sich mechatronische closed-loop Regelsysteme wie „Controlled Solenoid Direct Injection“ (COSI) von Continental [119] oder „Controlled Valve Operation“ (CVO) von Bosch [46] zur Zylindergleichstellung beim Vollmotor in der Serieneinführung, welche die Kleinstmengenfähigkeit von Magnetinjektoren verbessern. Diese setzen auf den Betrieb der Einspritzventile im Bereich der ballistischen Nadelöffnung auf. Spulenbetriebene Einspritzventile weisen prinzipbedingt untereinander erhebliche Mengentoleranzen im Kleinstmengenbereich auf. Die Diagnose der Nadelöffnung und -schließung über die Injektoransteuerung ermöglicht softwareseitig eine intelligente Anpassung der Ansteuerdauer zur injektorindividuellen Mengenanpassung. Auf diese Weise können sowohl Fertigungstoleranzen als auch Alterungseffekte über die Lebensdauer ausgeglichen und die stabile Zumessung von kleinsten Einspritzmengen auch bei hohen Einspritzdrücken nach unten erweitert werden.

## 2.2 Gemischbildung

Die Gemischbildung stellt das Luft-Kraftstoffgemisch für die Verbrennung bereit. Sie hat somit entscheidenden Einfluss auf die Entflammung und Verbrennung sowie auf die Abgasemissionen [65]. Je nach Brennverfahren steht zwischen Einspritzung und

Verbrennung für die Gemischbildung unterschiedlich viel Zeit zur Verfügung. Beim Ottomotor mit Direkteinspritzung wird, wie oben erläutert, im Homogenbetrieb möglichst früh in den Saughub eingespritzt, was zu einer relativ langen Gemischaufbereitungsdauer führt. Einspritzung und Gemischbildung sind zeitlich und örtlich von der Verbrennung weitgehend entkoppelt. Im Gegensatz dazu überlagern sich bei Brennverfahren mit Kraftstoffschichtung Gemischbildung und Verbrennung sowohl zeitlich als auch örtlich, da hier sehr spät, teilweise noch nach der Entflammung in die Verbrennung hinein eingespritzt wird. Die in dieser Arbeit verwendeten Direkteinspritzstrategien stellen eine Mischung aus homogenem und geschichtetem Luft-Kraftstoffgemisch bereit (siehe Abschnitt 2.4).

Bei der Benzin-Direkteinspritzung wird der Kraftstoff mit hohem Druck direkt in den Brennraum eingebracht. Für eine stabile und emissionsarme Verbrennung ist eine gute Gemischbildung unverzichtbar. Eine solche zeichnet sich durch eine feine Zerstäubung sowie eine sich daran anschließende schnelle Verdampfung des Kraftstoffs und dessen Durchmischung mit der umgebenden Luft aus. Maßgeblich hierfür ist neben der Zylinderinnenströmung die Ausprägung des Einspritzstrahls. Abbildung 2.2 zeigt den Strahlzerfall bei der Hochdruckzerstäubung von Dieselmotorkraftstoff, deren Mechanismen mit der Spraybildung bei der Benzin-Direkteinspritzung vergleichbar sind. Der Kraftstoffstrahl zerfällt sofort nach dem Austritt aus dem Spritzloch des Injektors in ein kegelförmiges Spray. Dieses wird in den Primär- und Sekundärzerfall sowie in die anschließende Verdampfung unterteilt.



**Abbildung 2.2:** Schematische Darstellung des Zerfalls eines Dieseleinspritzstrahls nach [6]

Als *Primärzerfall* wird der düsennahe Strahlzerfall in große Tropfen und Ligamente bezeichnet. Bei der Druckzerstäubung spielen für den Primärzerfall der Einspritzdruck, die Düsengeometrie sowie die physikalischen Eigenschaften des Kraftstoffs und des umgebenden Mediums eine maßgebliche Rolle [24]. Sie beeinflussen die Strahlgeschwindigkeit und- turbulenz, die Kavitation im Spritzloch und die aerodynamische Wechselwirkung zwischen Kraftstoff und Umgebung. Zur Beschreibung der komplexen

Wechselwirkungen beim Strahlzerfall werden in der Literatur dimensionslose Kennzahlen verwendet. Für das Strömungsprofil in der Düse ist die Reynoldszahl  $Re$  maßgeblich, mit der das Verhältnis von Trägheitskraft zu Zähigkeitskraft von Flüssigkeiten in Rohrströmungen beschrieben wird [80]. Die Trägheitskraft berechnet sich dabei aus der Düsenaustrittsgeschwindigkeit  $v_{rel}$  und der Dichte  $\rho_{Fl}$  der Flüssigkeit sowie dem Bohrungsdurchmesser  $D_{char}$  des Düsenlochs. Die Zähigkeitskraft entspricht der dynamischen Viskosität  $\eta_{Fl}$  der Flüssigkeit [6].

$$Re = \frac{v_{rel} \cdot \rho_{Fl} \cdot D_{char}}{\eta_{Fl}}. \quad (2.1)$$

In der Ohnesorgezahl  $Oh$  sind die wesentlichen Stoffeigenschaften der Flüssigkeit wie dynamische Viskosität, Oberflächenspannung  $\sigma_{Fl}$  und Dichte sowie der Düsenlochdurchmesser zusammengefasst [94]. Die Ohnesorgezahl kann auch mit Hilfe der Flüssigkeits-Weberzahl und der Reynoldszahl ausgedrückt werden:

$$Oh = \frac{\eta_{Fl}}{\sqrt{\sigma_{Fl} \cdot \rho_{Fl} \cdot D_{char}}} = \frac{\sqrt{We_{Fl}}}{Re}. \quad (2.2)$$

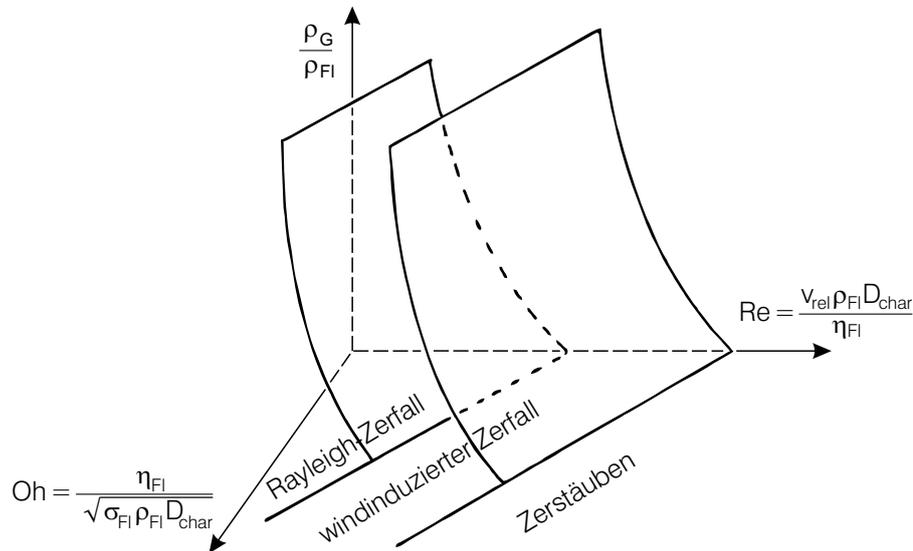
Die Flüssigkeits-Weberzahl wiederum beschreibt den Zusammenhang zwischen der Oberflächenspannung der Flüssigkeit und den angreifenden aerodynamischen Kräften, die für den Zerfall niedrigviskoser Flüssigkeiten wie Ottokraftstoff maßgeblich sind [80]:

$$We_{Fl} = \frac{v_{rel}^2 \cdot \rho_{Fl} \cdot D_{char}}{\sigma_{Fl}}. \quad (2.3)$$

Mit Hilfe der beiden dimensionslosen Kennzahlen  $Re$  und  $Oh$  können die Zerfallsmechanismen eines Flüssigkeitsstrahls beim Düsenaustritt im sogenannten Ohnesorge-Diagramm dargestellt werden [94]. Mit steigender Austrittsgeschwindigkeit werden die Bereiche Zertropfen (Rayleigh-Zerfall), Zerwellen (windinduzierter Zerfall) und Zerstäuben durchlaufen, die sich durch die resultierende Tropfengröße im Verhältnis zum Düsendurchmesser und durch den intakten Flüssigkeitsstrahl charakterisieren lassen [111, 137]. Reitz und Bracco [111] erweiterten das Ohnesorge-Diagramm um eine dritte Achse, auf welcher der Einfluss der Flüssigkeits- und Gasdichte berücksichtigt wird (Abb. 2.3). Demnach führt nicht nur eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit zu einem schnelleren Strahlaufbruch, sondern auch eine zunehmende Gasdichte. Der Einfluss der genauen Düsengeometrie bleibt jedoch bei diesen Betrachtungen unberücksichtigt.

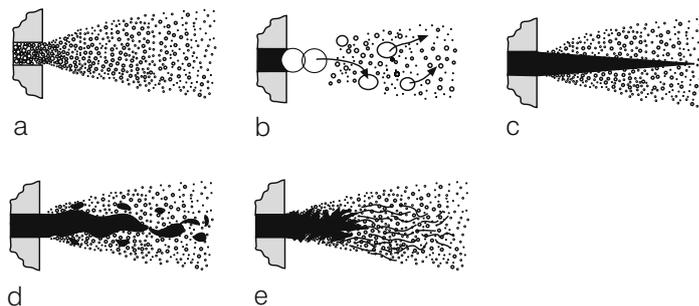
Bei der Benzin-Direkteinspritzung im Ottomotor ist der Mechanismus des Zerstäubens besonders relevant. Nur durch eine schnelle Zerstäubung kann in der kurzen Zeit die erforderliche Kraftstoffoberfläche für die Verdampfung und Durchmischung im Brennraum gewährleistet werden. In Abbildung 2.4 sind verschiedene Modelle für den Primärzerfall am Düsenaustritt dargestellt. Bei entsprechend hohen Einspritzdrücken bzw. Strömungsgeschwindigkeiten und je nach Lochgeometrie findet der Strahlauf-

bruch in Folge von Kavitation teilweise schon im Spritzloch statt. Die resultierenden Tröpfchendurchmesser sind dann sehr klein im Verhältnis zum Lochdurchmesser (Abb. 2.4a). Für die numerische Simulation wird häufig die Modellvorstellung aus Abb. 2.4b herangezogen, nach der Tropfen vom Durchmesser der Bohrung die Düse verlassen und anschließend in kleinere Tröpfchen zerfallen. Findet keine Kavitation im Spritzloch statt, wird bei ottomotorischen Gemischbildnern von einem intakten Strahl bis zum Düsenaustritt ausgegangen. Außerhalb der Düse bricht die Strahloberfläche in



**Abbildung 2.3:** Zerfallsregime im Ohnesorge-Diagramm in Abhängigkeit der Gasdichte [111]

Folge der Reibung am Umgebungsmedium auf, der Strahlkern bleibt jedoch noch länger erhalten. In weiterer Entfernung von der Düse zerfällt auch dieser in Tropfen und Ligamente (Abb. 2.4c-e) [24]. Beim Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung ist in der Regel ein möglichst schneller Strahlaufbruch und eine damit einhergehende geringe Eindringtiefe des flüssigen Kraftstoffs erwünscht, um den Gemischbildungsvorgang zu beschleunigen und die Kraftstoffpenetration zu verringern.



**Abbildung 2.4:** Physikalische Modelle des Primärzerfalls [24]

Die Lochgeometrie, insbesondere das Verhältnis von Länge zu Durchmesser und die Konizität, hat einen großen Einfluss auf den düsen nahen Strahlaufbruch und wurde

bereits in zahlreichen Arbeiten, überwiegend zur dieselmotorischen Gemischbildung, untersucht [18, 78, 121, 136]. Gilles-Birth [39] untersuchte den Einfluss des Strahlwinkels und des Längen-zu-Durchmesser-Verhältnisses an speziellen Acrylglas-Transparentdüsen unter ottomotorischen Bedingungen. Die Düsengeometrien, teilweise auch mit gestuften Spritzlochvarianten, wie sie in aktuellen Serieninjektoren zu finden sind [132], orientierten sich dabei an Serien-Mehrlochinjektoren. Allen genannten Arbeiten ist zu entnehmen, dass kurze und nach außen hin konisch öffnende Spritzlöcher den Strahlkegelwinkel vergrößern und somit den Strahlaufbruch beschleunigen.

Auf den Strahlaufbruch folgt der weitere Zerfall der existierenden Tropfen. Dieser sogenannte *Sekundärzerfall* wird durch die aufgrund der Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Gas an den Tröpfchen angreifenden aerodynamischen Kräfte verursacht. Diesen Zerfallskräften wirkt wiederum die Oberflächenspannung des Tropfens entgegen. Das Verhältnis kann mit Hilfe der Gasphasen-Weberzahl beschrieben werden:

$$We_G = \frac{v_{rel}^2 \cdot \rho_G \cdot D_{Tr}}{\sigma_{Fl}}. \quad (2.4)$$

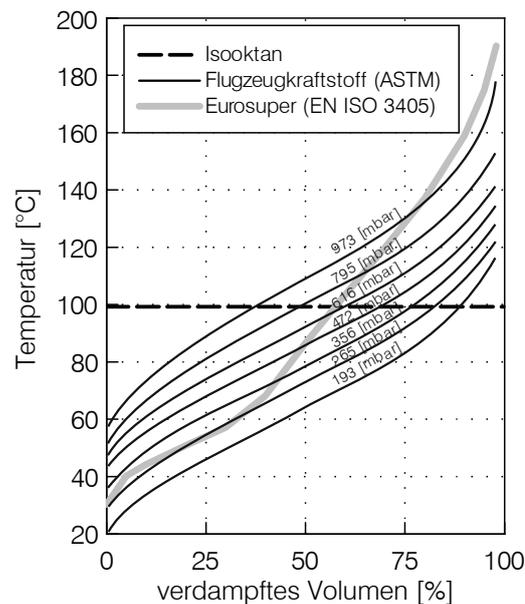
Im Gegensatz zur Flüssigkeits-Weberzahl wird für die Gasphasen-Weberzahl die Gasdichte, der Durchmesser des Tropfens und die Relativgeschwindigkeit zwischen Gas und Tropfen verwendet. Beim Zerfall der Tropfen treten je nach Weberzahl unterschiedliche Zerfallsarten auf. In der Literatur werden unterschiedliche Weberzahl-Angaben für die Abgrenzung der verschiedenen Zerfallsmodelle genannt. Abbildung 2.5 zeigt die Sekundärzerfallsmodelle nach Pilch und Erdman [100] mit den dazugehörigen Gasphasen-Weberzahlen. Bei typischen ottomotorischen Gemischbildnern liegt die maximale Gasphasen-Weberzahl unterhalb von 900 [24].

Schwingungszerfall ( $We_G < 12$ )	Strömung 				
Blasenzерfall ( $12 < We_G < 50$ )	Strömung 				
Keulen- und Blasenzерfall ( $50 < We_G < 100$ )	Strömung 				
Grenzschichtabstreifung ( $100 < We_G < 350$ )	Strömung 				
Wellenabstreifung ( $350 < We_G$ )	Strömung 				
katastrophaler Zerfall ( $350 < We_G$ )	Strömung 				

**Abbildung 2.5:** Sekundärzerfallsmodelle in Abhängigkeit der Gasphasen-Weberzahl [100]

Ziel des Einspritzvorgangs beim Ottomotor ist es, ein gasförmiges Luft-Kraftstoffgemisch für die Verbrennung zur Verfügung zu stellen. Von Beginn der Einspritzung an findet ein Phasenübergang des Kraftstoffs vom flüssigen in den gasförmigen Zustand statt. Je größer die Oberfläche des Kraftstoffs, d.h. je kleiner die Kraftstofftröpfchen, desto schneller läuft der Phasenübergang ab. Liegt die Kraftstofftemperatur unterhalb der Siedetemperatur des Kraftstoffs, wird der Phasenübergang als Verdunstung bezeichnet. Verdampfung bezeichnet dagegen den Phasenübergang, wenn die Kraftstofftemperatur oberhalb der Siedetemperatur liegt. Beim Verbrennungsmotor dominiert der *Verdampfungsprozess* aufgrund der sehr kurzen Zeit für die Gemischbildung. Er ist von Druck, Temperatur und Gaszusammensetzung abhängig. Steht genügend Zeit zur Verfügung, findet die Verdampfung so lange statt, bis es durch Molekülaustausch zwischen dem flüssigen Kraftstoff und der Umgebung zu einem Gleichgewichtszustand kommt.

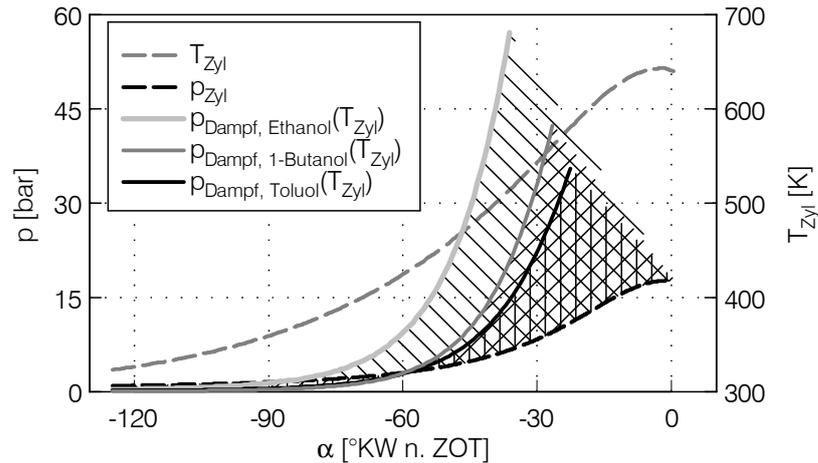
Das Verdampfungsverhalten kann mit Hilfe einer Siedekurve charakterisiert werden. Während reine Kohlenwasserstoffverbindungen (z.B. Isooktan) einen druckabhängigen Siedepunkt besitzen, der über die Dampfdruckkurve beschrieben wird, weisen Kraftstoffe wie Eurosuper, die aus unterschiedlichen Kohlenwasserstoffkomponenten zusammengesetzt sind, druckabhängige Siedelinien auf. In Abbildung 2.6 sind beispielhaft die Siedeverläufe eines Flugzeugkraftstoffs bei unterschiedlichen Drücken sowie von Isooktan und Eurosuper bei Atmosphärendruck dargestellt.



**Abbildung 2.6:** Siedeverläufe eines Flugzeugkraftstoffs bei unterschiedlichen Drücken nach [81] sowie von Isooktan und Eurosuper bei Atmosphärendruck

Anhand des Flugzeugkraftstoffs ist deutlich zu erkennen, dass sich der Siedeverlauf mit steigendem Druck zu höheren Temperaturen hin verschiebt. Somit zeigen Druck- und

Temperaturerhöhung entgegengesetzte Effekte auf die Verdampfung. In Abbildung 2.7 sind beispielhaft die Sättigungsdampfdrücke von Ethanol, 1-Butanol und Toluol, die sich aus der Zylinderladungstemperatur in der Kompressionsphase ergeben, über den Kurbelwinkel aufgetragen. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Sättigungsdampfdrücke während der Kompressionsphase stärker ansteigen als der Zylinderdruck. Daraus ist ersichtlich, dass sich die Verdampfungsbedingungen während der Verdichtung im Kompressionstakt des Verbrennungsmotors verbessern, da die Verringerung der Verdampfungswärme durch die Temperaturerhöhung der Zylinderladung gegenüber der Drucksteigerung dominiert [24].



**Abbildung 2.7:** Sättigungsdampfdrücke gemäß Antoine-Gleichung von Ethanol, 1-Butanol und Toluol in Abhängigkeit der Zylinderladungstemperatur nach [92] sowie Zylinderdruck und Zylinderladungstemperatur in der Kompressionsphase

Im Idealfall liegt für die Verbrennung ausschließlich vollständig verdampfter Kraftstoff im Brennraum vor. Dieser Idealfall wird im realen Motorbetrieb jedoch nicht erreicht. Selbst unter günstigen Bedingungen kann in der Praxis eine minimale Wandbenetzung oder Auskondensation, die unter kalten Motorbedingungen stark zunimmt, nicht vermieden werden. Auch verringert sich je nach Betriebsstrategie, z.B. im Schichtbetrieb oder beim Katalysatorheizen mit zündungsnaher Einspritzung, die Zeit für die Gemischbildung drastisch, so dass während der Verbrennung noch flüssige Kraftstoffbestandteile in der Gasphase zurückbleiben. Der Abbrand flüssigen Kraftstoffs an der Wand oder in der Gasphase führt dann zu einer Diffusionsverbrennung, die bei unvollständiger Nachoxidation erhöhte Ruß- bzw. Partikelemissionen im Abgas nach sich zieht.

Wie in den obigen Ausführungen dargelegt, ist der Einspritzdruck ein wesentlicher Parameter bei der Gemischbildung. Die Erhöhung des Einspritzdrucks bei gleichzeitiger Verkleinerung des Düsenlochdurchmessers führt zu einem schnelleren düsen nahen Strahlaufbruch im Zuge des Primärzerfalls. Durch den größeren Impuls des Kraftstoffs in Folge der höheren Tröpfchengeschwindigkeiten profitiert der Sekundärzerfall

ebenfalls, was sich in einer steigenden Gas-Weberzahl niederschlägt. Die daraus resultierenden kleineren Tröpfchen besitzen eine größere spezifische Oberfläche und verdampfen somit schneller. Auch die Verdampfung selbst wird aufgrund der steigenden Relativgeschwindigkeit zwischen Gas und umgebender Atmosphäre beschleunigt, da der Partialdruck über der Kraftstoffoberfläche sinkt, wodurch der konvektive Stoff- und Wärmeaustausch begünstigt wird. Die Steigerung des Einspritzdrucks beim Ottomotor über die bisher üblichen 200 bar hinaus ist daher ein vielversprechender Ansatz, die Gemischbildung in Zukunft weiter zu optimieren [127].

## 2.3 Schadstoffemission

Wie bei jedem Verbrennungsvorgang wird auch im Ottomotor in einer exothermen Reaktion Brennstoff mit Sauerstoff oxidiert. Der Brennstoff besteht in der Regel aus Kohlenwasserstoffen, im Fall von Benzin aus einem Gemisch vieler unterschiedlicher Kohlenwasserstoffe. Bei deren vollständiger Verbrennung unter idealen Bedingungen würden lediglich Wasser und Kohlendioxid als Verbrennungsprodukte entstehen. Im Verbrennungsmotor laufen diese Reaktionen jedoch weder vollständig bis zur kompletten Umsetzung aller Ausgangsstoffe, noch vollkommen, d.h. bis zum Erreichen des chemischen Gleichgewichts ab [102]. Aus diesem Grund enthalten die Abgase von Verbrennungsmotoren neben den für die Gesundheit unschädlichen Komponenten Kohlenstoffdioxid ( $\text{CO}_2$ ) und Wasser ( $\text{H}_2\text{O}$ ) auch die Schadstoffe Kohlenmonoxid ( $\text{CO}$ ) und unverbrannte Kohlenwasserstoffe ( $\text{HC}$ ) als Folge unvollständiger Verbrennung. Zusätzlich entstehen durch die Beteiligung des in der Atmosphäre enthaltenen Stickstoffs am Verbrennungsprozess Stickoxide ( $\text{NO}_x$ ) sowie Ruß ( $\text{PM}$ ) bzw. Partikel ( $\text{PN}$ ), bevorzugt bei fetter Verbrennung und Diffusionsverbrennung von flüssigem Kraftstoff. Die klima- und gesundheitsschädlichen Schadstoffe unterliegen in Europa einer Gesetzgebung mit strengen Emissionslimits im NEFZ, die in Tabelle 2.1 aufgeführt sind.

**Tabelle 2.1:** Schadstoffgrenzwerte im NEFZ für die Typgenehmigung von PKWs mit Ottomotoren und Direkteinspritzung [28, 30]

Abgasnorm		Euro 5b	Euro 6b
Schadstoff		ab Sep. 2011	ab Sep. 2014
CO	[mg/km]	1000	1000
HC	[mg/km]	100	100
NO <sub>x</sub>	[mg/km]	60	60
PM	[mg/km]	4,5	4,5
PN	[#/km]	–	$6,0 \cdot 10^{11}$ **

\*\* bis Sep. 2017 gilt optional ein Grenzwert von  $6 \cdot 10^{12}$  #/km

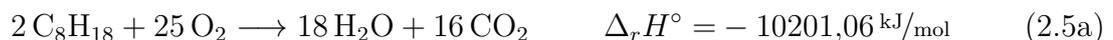
Der Anteil an Schadstoffen beträgt bei einem Ottomotor im Betrieb mit homogenem stöchiometrischem Luft-Kraftstoffgemisch ca. 1 % der gesamten Rohemissionen vor der

Abgasnachbehandlung [113]. Ein Großteil der Schadstoffe entfällt dabei auf gasförmige Emissionen von HC, CO sowie NO<sub>x</sub>. Die Feststoffe Ruß und Partikel bilden nur einen sehr kleinen Anteil. Im Folgenden werden die einzelnen Schadstoffkomponenten näher erläutert.

### 2.3.1 Gasförmige Emissionen

Der überwiegende Anteil der gasförmigen Emissionen besteht aus *Kohlenmonoxid (CO)* als Produkt unvollständiger Verbrennung. CO bildet sich bei Verbrennung unter Luftmangel und steigt bei Luft-Kraftstoffgemischen unter  $\lambda < 1$  stark an. Inhomogenitäten und lokaler Sauerstoffmangel können jedoch auch bei global mageren Gemischen zu hohen CO-Emissionen führen. Abgesehen davon ist bei stöchiometrischen und mageren Gemischen die Dissoziation von CO<sub>2</sub> zu CO und O<sub>2</sub> für die CO-Bildung maßgeblich. Kohlenmonoxid kann bei globalem Sauerstoffüberschuss im Brennraum oder Abgastrakt nachoxidiert werden. Die Reaktionsgeschwindigkeiten sind jedoch stark von der Temperatur abhängig und verlangsamen sich bei sinkender Temperatur (siehe Abb. 2.9).

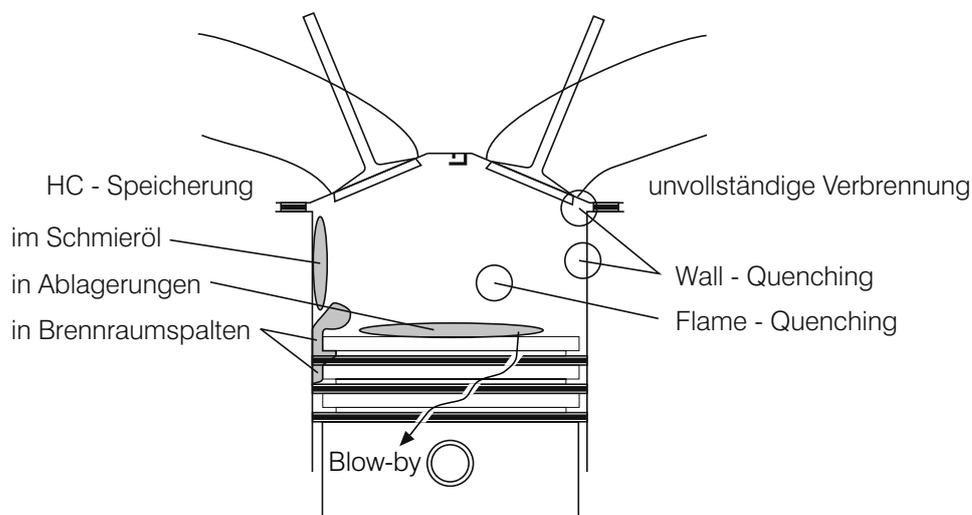
CO-Emissionen sind auch unter energetischen Gesichtspunkten relevant. Wie in den Gleichungen 2.5 am Beispiel der Reaktionsenthalpien der vollständigen Oxidation von Kohlenmonoxid und des Modellkraftstoffs Isooktan gezeigt, findet ein Großteil der Wärmefreisetzung am Ende der Reaktion bei der Bildung von CO<sub>2</sub> statt. Läuft die Verbrennung unter starker CO-Bildung ab, weil die Reaktion aus oben genannten Gründen lokal vorzeitig abbricht, werden im Fall von Isooktan über 44 % der im Kraftstoff gebundenen Energie nicht umgesetzt und der Wirkungsgrad der Verbrennung sinkt deutlich. Enthalten die Rohemissionen sowohl eine hohe CO-Konzentration als auch Restsauerstoff, so kann diese im Oxidationskatalysator nach Erreichen der Light-Off-Temperatur nachoxidiert werden. Die Umsetzung und damit die Wärmefreisetzung im Katalysator kann dazu genutzt werden, diesen sehr schnell weiter auf Betriebstemperatur aufzuheizen.



*Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC)* sind ebenfalls Produkte unvollständiger Verbrennung. Sie werden jedoch im Gegensatz zu Kohlenmonoxid nicht während der Verbrennung gebildet, sondern bestehen aus Kraftstoffresten, die nur teilweise oder gar nicht an der Verbrennung teilgenommen haben. Abbildung 2.8 zeigt mögliche HC-Quellen im Brennraum. Hierzu zählt an der Brennraumwand, in Spalten und Ablagerungen oder im Schmieröl gespeicherter Kraftstoff. Dabei saugen Oberflächen, die mit Verbrennungsrückständen belegt sind, den Kraftstoff ähnlich einem Schwamm auf, insbesondere wenn sie im Fall der Benzin-Direkteinspritzung direkt mit flüssigem Kraftstoff aus dem Einspritzvorgang beaufschlagt werden [133]. Dieser nimmt an der

Verbrennung nicht Teil, diffundiert jedoch nach der Verbrennung teilweise wieder aus und gelangt während der Ausschiebephase ins Abgas.

Ein weiterer HC-Mechanismus ist das Erlöschen einer bestehenden Flammenfront – das sogenannte Quenching. Dieses tritt ein, wenn die Wärmeabfuhr aus der Flammenfront höher ist als die Wärmezufuhr, welche durch die chemische Reaktion der Verbrennung bereitgestellt wird. Bricht der Verbrennungsprozess vor Erreichen der Brennraumwände aufgrund einer lokal zu fetten oder mageren Gemischzusammensetzung ab, wird die Flammenlöschung als Flame-Quenching bezeichnet [50]. In der unmittelbaren Nähe von kalten Brennraumwänden oder -spalten steigt die Wärmeabfuhr aus der Flammenfront ebenfalls stark an. Es bildet sich eine Grenzschicht aus, in der die Kohlenwasserstoffe nicht mehr unmittelbar von der Verbrennung erfasst werden. Diese Form der wandnahen Flammenlöschung wird als Wall-Quenching bezeichnet [125].

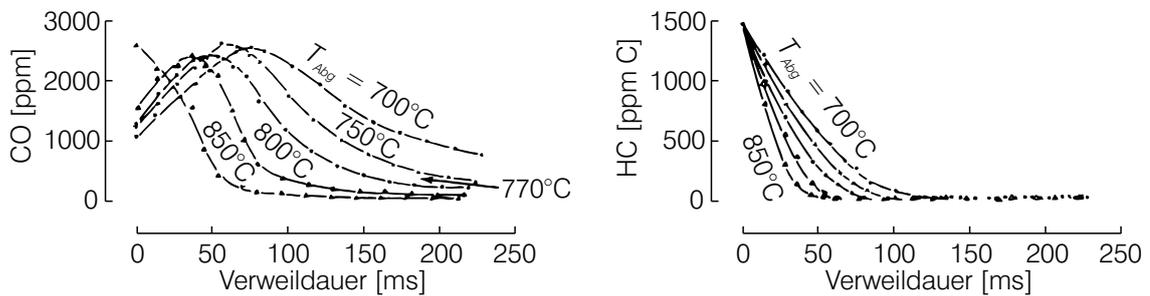


**Abbildung 2.8:** Quellen unverbrannter Kohlenwasserstoffe im Brennraum nach [24, 50]

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe können ebenso wie Kohlenmonoxid bei hohen Temperaturen unter der Voraussetzung von Sauerstoffüberschuss nachoxidiert werden. Die erforderlichen Temperaturen für die HC-Nachoxidation liegen dabei deutlich unter denen für die CO-Oxidation. Wie Abbildung 2.9 im für den Katalysatorheizbetrieb relevanten Temperaturbereich zeigt, läuft die HC-Oxidation bei vergleichbaren Temperaturen somit erheblich schneller ab.

Bei der Verbrennung im Ottomotor treten neben den Schadstoffen aus unvollständiger Verbrennung auch *Stickoxidemissionen (NO)* in relevanten Konzentrationen auf. Diese bestehen überwiegend aus Stickstoffmonoxid, das unter atmosphärischen Bedingungen nach längerer Verweilzeit zu Stickstoffdioxid oxidiert [86]. Die Bildung von NO während der Verbrennung ist auf unterschiedliche Reaktionsmechanismen zurückzuführen. Je nach Brennstoff nimmt der darin gebundene Stickstoff an der Verbrennung teil und wird in Stickoxide umgewandelt. Dieses sogenannte *Brennstoff-NO* spielt im

Gegensatz zur Kohle- oder Schweröl-Verbrennung im Straßenverkehr keine Rolle, da der konventionell eingesetzte Kraftstoff so gut wie keinen gebundenen Stickstoff enthält.



**Abbildung 2.9:** Oxidation von Kohlenmonoxid und Kohlenwasserstoffen in Abhängigkeit der Temperatur [50]

Die unbeabsichtigte Nebenreaktion des in der Verbrennungsluft enthaltenen Stickstoffs mit Sauerstoff ist die wesentlich bedeutendere Stickoxidquelle bei der motorischen Verbrennung. Die NO-Entstehung erfolgt dabei über unterschiedliche Bildungsmechanismen. Die *thermische NO-Bildung* findet in der verbrannten Zone hinter der Flammenfront statt. Der von Zeldovich erstmalig beschriebene Reaktionsmechanismus [141] besitzt jedoch aufgrund der stabilen Dreifachbindung von  $N_2$  eine sehr hohe Aktivierungsenergie und gewinnt deshalb erst bei hohen Temperaturen an Bedeutung. Haupteinflussgrößen auf die Bildung des thermischen NO beziehungsweise zu dessen Vermeidung sind die Flammentemperatur, die Verweilzeit sowie die Sauerstoffkonzentration [63].

Ein zweiter wichtiger, aber sehr komplexer Bildungsmechanismus ist das von Fenimore [35] erstmals beschriebene *prompte NO*. Die Entstehung ist mit dem Radikal CH verknüpft, dessen Vorläufer Ethin nur unter brennstoffreichen Bedingungen in der Flammenfront gebildet wird. Da die Aktivierungsenergie vergleichsweise gering ist, tritt promptes NO schon bei wesentlich tieferen Temperaturen als thermisches NO auf [138].

Ein dritter Mechanismus, der *Distickstoffoxid-Mechanismus* ( $N_2O$ ), kommt bei magerem Luft-Kraftstoffgemisch und niedrigen Temperaturen zum Tragen, da unter diesen Bedingungen sowohl promptes als auch thermisches NO an Bedeutung verlieren. Die Reaktion läuft in einer Dreierstoß-Reaktion mit einem unverändert hervorgehenden Stoßpartner ab, der die Aktivierungsenergie im Vergleich zur thermischen NO-Bildung absenkt. Der Reaktionsweg läuft bevorzugt bei hohen Drücken ab und ist bei modernen dieselmotorischen Brennverfahren und ottomotorischen Magerbrennverfahren mit hohen Spitzendrücken von Bedeutung [86].

## 2.3.2 Partikel- und Rußemissionen

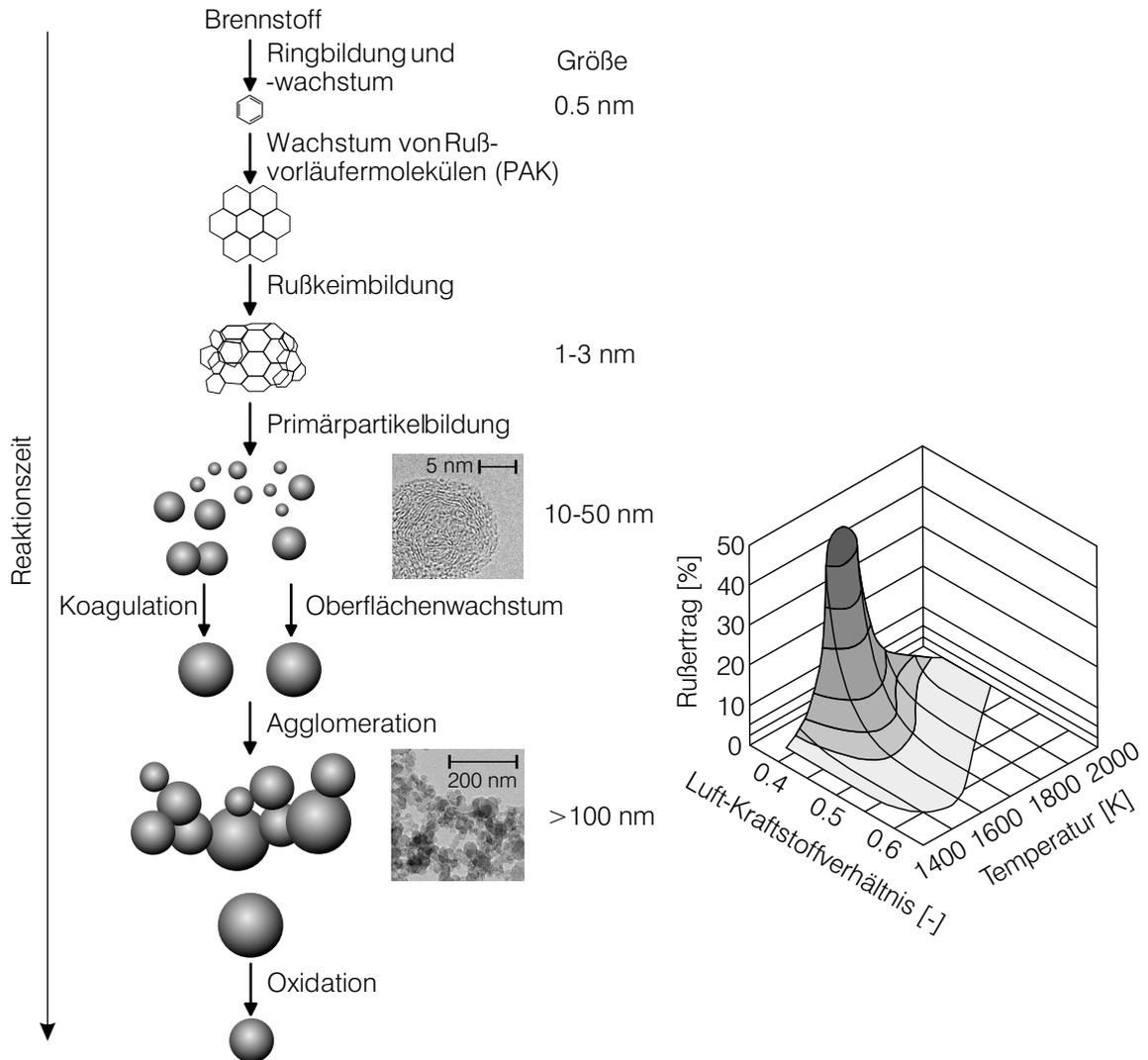
Bei der technischen Verbrennung treten neben gasförmigen Schadstoffen unter ungünstigen Bedingungen auch Emissionen fester Stoffe auf. Instationäre Verbrennung und Verbrennung unter Luftmangel, wie diese im Hubkolbenmotor, insbesondere im Dieselmotor stattfindet, fördert deren Entstehung. Aber auch moderne Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung stoßen im Gegensatz zu konventionellen Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung relevante Mengen an Partikelemissionen aus. Das Wissen um deren negativen Einfluss auf den menschlichen Organismus [13] führte in den letzten Jahren zur Einführung einer schrittweisen gesetzlichen Reglementierung bei der PKW-Typgenehmigung.

Die motorischen Partikelemissionen bestehen aus unterschiedlichen Bestandteilen. Hier sind sowohl organische Stoffe wie elementarer Kohlenstoff (Ruß) und unverbrannte Kohlenwasserstoffe als auch anorganische Stoffe wie Asche aus Öladditiven und Verschleißpartikel zu nennen [86]. Ihr jeweiliger Anteil differiert je nach Betriebspunkt und Betriebszustand des Motors. Die im Abgas gemessenen Rußemissionen bestehen im Allgemeinen nicht nur aus elementarem Kohlenstoff, sondern aus Rußpartikeln, an die sich über Adsorption unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Sulfate angelagert haben [56].

Ruß wird in vielen industriellen Prozessen wie der Produktion von Druckfarben oder als Füllmaterial in Gummireifen genutzt. In Verbrennungsprozessen sind Ruß und andere Partikel jedoch unerwünschte Verbrennungsprodukte. Die Partikel werden in Abhängigkeit ihres aerodynamischen Durchmessers in Nanopartikel ( $< 50 \text{ nm}$ ), ultrafeine ( $< 100 \text{ nm}$ ) sowie in Feinstäube  $\text{PM}_{2,5}$  ( $< 2,5 \text{ }\mu\text{m}$ ) und  $\text{PM}_{10}$  ( $< 10 \text{ }\mu\text{m}$ ) klassifiziert [31, 56]. Von allen Partikeln wird den Nanopartikeln aufgrund ihrer Lungengängigkeit die größte gesundheitsschädigende Wirkung zugeschrieben. Bedenklich sind neben den Partikeln an sich auch die angelagerten organischen Verbindungen, die als krebserregend gelten. Grobpartikel stammen in der Regel von sich lösenden Ablagerungen an der Brennraumwand oder im Abgassystem. In Verbrennungsmotoren tragen zur ausgestoßenen Partikelmasse vor allem feine und ultrafeine Partikel des sogenannten Akkumulationsmodus bei, während die Partikelanzahl hauptsächlich von Nanopartikeln aus dem Nukleationsmodus getrieben wird. Deshalb wurde zusätzlich zur Partikelmasse mit den Abgasgesetzgebungen Euro 5b [28] für PKW mit Dieselmotor und Euro 6b [30] für PKW mit Ottomotor ein Grenzwert für die Partikelanzahlemission im „Neuen Europäischen Fahrzyklus“ eingeführt.

Die genauen Bildungsmechanismen von Ruß sind bis heute nicht vollständig bekannt. Als Vorläufer der Rußbildung gelten jedoch allgemein die polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffe (PAK). Eine entscheidende Rolle bei der PAK-Bildung wird dem in brennstoffreichen Flammen in hohen Konzentrationen vorkommenden Zwischenprodukt Acetylen ( $\text{C}_2\text{H}_2$ ) zugeschrieben. Durch Reaktion mit  $\text{CH}$  oder  $\text{CH}_2$  entsteht  $\text{C}_3\text{H}_3$ , das durch Rekombination und Umlagerung dann einen ersten aromatischen Benzolring bilden kann. Über Wasserstoffabspaltung und weitere Acetylenanlagerung,

den sogenannten HACA-Mechanismus [36], entstehen schließlich aus den flachen PAK-Strukturen räumliche Gebilde mit graphitähnlicher Struktur, die eigentlichen Rußkeime (siehe Abbildung 2.10). Daran schließt sich fortschreitende Rußbildung über Oberflächenwachstum und Koagulation, d.h. Verschmelzen von Partikeln an. Das Wachstum einzelner Partikel ist jedoch begrenzt, die physikalischen Hintergründe dafür sind aber weitgehend unbekannt. In der Folge verschmelzen kollidierende Partikel nicht mehr, sondern bilden locker strukturierte Agglomerate.



**Abbildung 2.10:** Schematische Darstellung der Rußbildungsphasen nach [9] mit Aufnahmen der Rußstruktur (HR-TEM) und Rußertrag in Abhängigkeit von Temperatur und Luftverhältnis [101]

Der Rußertrag ist vom Druck, vor allem jedoch vom C/O-Verhältnis und von der Temperatur abhängig (siehe Abbildung 2.10 rechts). Ein Maximum des Rußertrags stellt

sich im Temperaturbereich von 1600 bis 1700 K und bei fetten Luft-Kraftstoffgemischen ein. Die radikalischen Rußvorläufer (z.B.  $C_3H_3$ ) werden bei niedrigen Temperaturen nicht gebildet. Bei hohen Temperaturen werden sie dagegen pyrolysiert und oxidiert. Daher ist die Rußbildung auf Temperaturen zwischen 1000 und 2000 K beschränkt [54, 138].

Parallel zur Rußbildung findet in jeder Phase der Verbrennung auch Ruß-Oxidation durch O-Atome, OH-Radikale und  $O_2$ -Moleküle statt. Es wird jedoch angenommen, dass bei Gemischen mit nahezu stöchiometrischer Zusammensetzung die Ruß-Oxidation wegen der geringen O und  $O_2$ -Atomkonzentration in rußenden Flammen hauptsächlich auf die Reaktion mit OH zurückzuführen ist [50]. Unter dieselmotorischen Bedingungen mit Sauerstoffüberschuss wird nur ein Bruchteil des im Brennraum gebildeten Rußes tatsächlich emittiert. Der größte Teil wird während der späten Verbrennungsphase noch im Brennraum mit vorhandenem Restsauerstoff nachoxidiert [131]. Nach Matsui u. a. [83], der Messungen mittels Zwei-Farben-Methode am Dieselmotor durchgeführt hat, kommt die Rußoxidation unterhalb von 1800 K zum Erliegen. Eine genaue Angabe ist jedoch nicht möglich. Für die Rußoxidation in Abhängigkeit des Sauerstoffpartialdrucks und der Temperatur existieren zahlreiche Modelle [22, 55]. Nagle und Strickland-Constable [91] entwickelten einen halb-empirischen Ansatz für die Oxidation von Pyrographit, der häufig für die Beschreibung der Rußoxidation herangezogen wird [50, 86].

## 2.4 Katalysatorheizen – Herausforderungen und Stand der Technik

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit dem Einfluss des Einspritzdrucks auf den Katalysatorheizbetrieb beim Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung. Der Betriebsmodus Katalysatorheizen dient bei modernen Verbrennungsmotoren dazu, nach dem Start des kalten Motors den Katalysator möglichst schnell auf die sogenannte Light-Off-Temperatur zu erwärmen. „Light-Off“ bezeichnet die Temperaturschwelle von ca. 250 °C bis 300 °C [116], ab der die Konvertierung von Schadstoffen im Katalysator einsetzt. Der Aufwärmphase des Katalysators kommt in Bezug auf die Bemühungen zur Absenkung der Emissionen besondere Relevanz zu. Grund sind die sehr hohen Schadstoffkonzentrationen bei kaltem Motor und die fehlende Konvertierung im Katalysator [67, 130].

Die benötigte Energie für den Aufheizvorgang wird in der Serienanwendung mit Hilfe eines stark erhöhten Abgasenthalpiestroms bereitgestellt. Beim Ottomotor wird hierfür in den ersten Sekunden des Warmlaufs nach Start des Motors der Zündzeitpunkt zu extrem späten Kurbelwinkeln im Bereich von 15 bis 40 °KW n. ZOT verschoben. Die resultierende verschleppte Verbrennung führt zu sehr hohen Abgastemperaturen. Zusätzlich erfordert die thermodynamisch ungünstige späte Schwerpunktlage der Verbrennung schon bei sehr niedrigen Lasten einen stark entdrosselten Motorbetrieb. Somit führt die Spätverstellung des Zündzeitpunkts nicht nur zu hohen Abgastemperaturen, sondern auch zu großen Abgasmassenströmen.

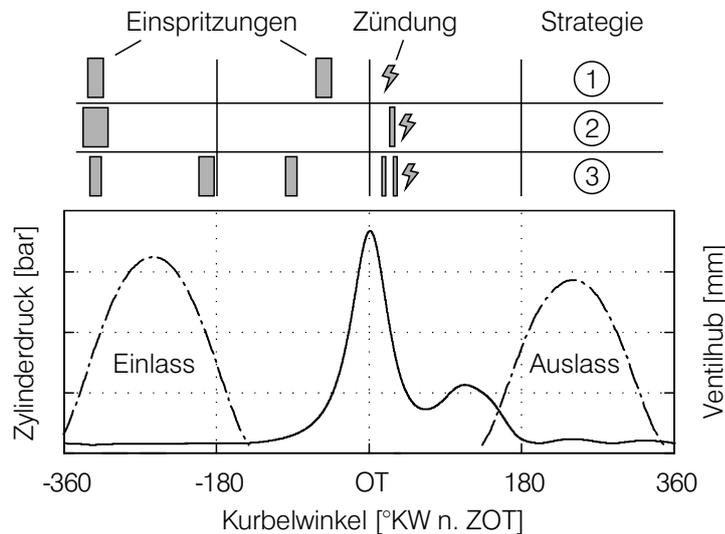
Ziel bei der Optimierung des Katalysatorheizbetriebs ist es, den Abgasenthalpiestrom zu maximieren. Gleichzeitig müssen die Abgasrohmissionen minimiert werden, um bereits geltende sowie zukünftige Gesetzgebungen einzuhalten. Zusätzlich dürfen die zyklischen Schwankungen ein für den Kundenkomfort gewünschtes Niveau nicht überschreiten. Wegen der späten Zündung in der Expansionsphase verschlechtern sich jedoch die Entflammungsbedingungen drastisch. Die abnehmende Gasdichte reduziert die vom Zündfunken erfasste Kraftstoffmasse und die sinkende Temperatur erhöht die Wärmeabfuhr aus der sich bildenden Flammenfront. Beide Faktoren senken die Wahrscheinlichkeit, dass sich aus dem Zündfunken ein stabiler Flammenkern entwickelt. Die anschließende Verbrennung läuft in Folge der im Brennraum herrschenden Bedingungen sehr langsam ab. Nach dem phänomenologischen Ansatz von Koch [62] ist die Wärmefreisetzungsrate bei vorgemischter Verbrennung von der Dichte des unverbrannten Kraftstoffs  $\rho_U$  und von der turbulenten Flammenausbreitungsgeschwindigkeit  $s_t$ , in welche die Turbulenzintensität und die Gemischtemperatur eingeht, abhängig:

$$\frac{dQ_{vor}}{dt} = A_t \cdot H_U \cdot \rho_U \cdot s_t \cdot Ex. \quad (2.6)$$

Zusätzlich gehen die turbulente Flammenfrontfläche  $A_t$ , der untere Heizwert  $H_U$  und ein Expansionsfaktor  $Ex$  ein. Sowohl die Dichte und die Temperatur als auch die durch

die Einlassströmung induzierte Turbulenzintensität fallen nach dem oberen Totpunkt des Hochdruckprozesses schnell ab und führen zu einer verschleppten Verbrennung bei später Zündung in der Expansionsphase. Eine weitere Herausforderung beim Katalysatorheizen stellt die der Volllast vergleichbare Kraftstoffmenge dar, die bei kaltem Motor und niedriger Drehzahl und damit auch niedrigem Turbulenzniveau im Brennraum aufbereitet werden muss.

Um die genannten Ziele zu erreichen, ist der Betriebsmodus Katalysatorheizen in aktuell in der Serie befindlichen Motorenkonzepten abhängig von der Technologie und der Einbauposition des Injektors auf unterschiedliche Weise appliziert (siehe Abbildung 2.11). Prinzipiell kann zwischen fettem oder magerem Grundgemisch, zusätzlichen Kompressionshub- und/oder zündungsnahen Einspritzungen sowie Gesamtanzahl der Einspritzungen je nach Verwendung von Magnet- oder Piezoinjektoren unterschieden werden. Mit diesen Freiheitsgraden können die Einspritzstrategien innerhalb vertretbarer Applikationsgrenzen hinsichtlich gewünschter Gemischhomogenität oder -inhomogenität, geringer Bauteilbenetzung und gezielter Turbulenzerzeugung ausgelegt werden.



**Abbildung 2.11:** Schematische Darstellung verschiedener Einspritzstrategien im Katalysatorheizbetrieb

Bei Brennverfahren mit Magnetinjektoren und seitlicher Lage des Einspritzventils findet in der Regel eine Doppeleinspritzung mit einer ersten Einspritzung in den Saughub und einer zweiten Einspritzung in den Kompressionshub gemäß Abbildung 2.11, Strategie ① Anwendung [47, 140]. Die erste Einspritzung in den Saughub erzeugt dabei ein mageres homogenes Grundgemisch, die späte Einspritzung in den Kompressionshub dient zur Anfettung des Gemisches am Zündort zum Zündzeitpunkt, um eine stabile Entflammung zu gewährleisten. Für die zuverlässige Positionierung der Gemischwolke ist aufgrund der weiten Lage von Zündkerze und Injektor eine sehr präzise Abstimmung der Einspritzung mit der Ladungsbewegung notwendig. Mit einem global

mageren Gemisch kann eine wirkungsvolle Nachoxidation unverbrannter Kohlenwasserstoffe ermöglicht werden. Je nach Anforderung an Komfort und Emissionen kann zur Senkung der zyklischen Schwankungen und Steigerung des Abgasenthalpiestroms auch ein global unterstöchiometrisches Gemisch verwendet werden [26, 42]. Allerdings muss dann zusätzlich ein aufwendiges Sekundärluftsystem verbaut werden, mit dessen Hilfe die aus der fetten Verbrennung entstandenen HC- und CO-Emissionen im Abgastrakt nachoxidiert werden.

Bei Ottomotoren mit zentraler Injektorlage und Magnetspulenventil wird ebenfalls sowohl global fettes Gemisch mit Sekundärlufteinblasung [89] als auch global mageres Gemisch appliziert [59, 130]. Darüber hinaus eröffnet die nahe Anordnung von Injektor und Zündkerze die Möglichkeit einer gezielten Anfettung und Turbulenzerhöhung am Zündort durch eine Einspritzung in kurzem zeitlichen Abstand zur Zündung (Abb. 2.11, Strategie ②). Optional wird die Haupteinspritzung in den Saughub auf mehrere Einspritzungen aufgeteilt, um die Eindringtiefe des Kraftstoffsprays und damit die Brennraumwandbenetzung positiv zu beeinflussen. Wegen der kurzen Zeit für die Gemischbildung ist die zündungsnahе Einspritzung in Bezug auf die Partikelemissionen kritisch zu betrachten. Die eingebrachte Kraftstoffmasse sollte deshalb so klein wie möglich ausfallen. Auf diese Problematik zielen die in Abschnitt 2.1 erläuterten Kleinstmengenregelungen COSI [119] und CVO [46] ab. Diese regeln die stabile Zuweisung kleinster Einspritzmengen auf mehreren Zylindern und erweitern dadurch den Betrieb von Magnetinjektoren auf minimale Ansteuerdauern im Bereich des ballistischen Nadelhubs beim Vollmotor.

Piezoinjektoren für Ottomotoren gewährleisten aufgrund der schnellen Schaltzeiten der Piezokristalle und der direkten Betätigung der Düsennadel eine gegenüber Magnetinjektoren präzisere Kleinstmengenzuweisung [12, 48]. Ferner ermöglichen sie dadurch eine größere Anzahl an Einspritzungen pro Zyklus. Mit dieser Technologie befinden sich neben einer Doppeleinspritzung (Strategie ②) [82] auch Systeme mit drei, fünf oder auch mehr Einspritzungen pro Zyklus (Strategie ③) [1, 110] im Markt, um die Gemischhomogenisierung zu verbessern und die Kraftstoffeindringtiefe zu reduzieren.

Prinzipiell ist bei global überstöchiometrischem Katalysatorheizbetrieb auch eine Einspritzung in den Expansionstakt denkbar, um mit Hilfe der Nachreaktionen den Abgasenthalpiestrom zu erhöhen. Die inhomogene Kraftstoffverteilung und der geringe Restsauerstoffgehalt führen in Kombination mit den hohen Temperaturen im Brennraum gegen Ende der Verbrennung jedoch zu starker Rußbildung. Das Verfahren ist daher für Emissionskonzepte mit niedrigem Partikelaustritt ungeeignet [89].

## 3 Versuchsträger

Die in dieser Arbeit vorgestellten Untersuchungen wurden an einem Einzylinderforschungsaggregat am Institut für Kolbenmaschinen des Karlsruher Institut für Technologie (KIT) durchgeführt. Im Folgenden werden der Motor und die eingesetzte Prüfstandsperipherie beschrieben. Besonderes Augenmerk gilt hierbei den Modifikationen am Versuchsträger zur Realisierung der Einspritzdrücke von bis zu 800 bar. Im Anschluss daran wird die Druckkammer näher erläutert, die für detaillierte Untersuchungen der Gemischbildung genutzt wurde.

### 3.1 Einzylindermotor und Prüfstands Aufbau

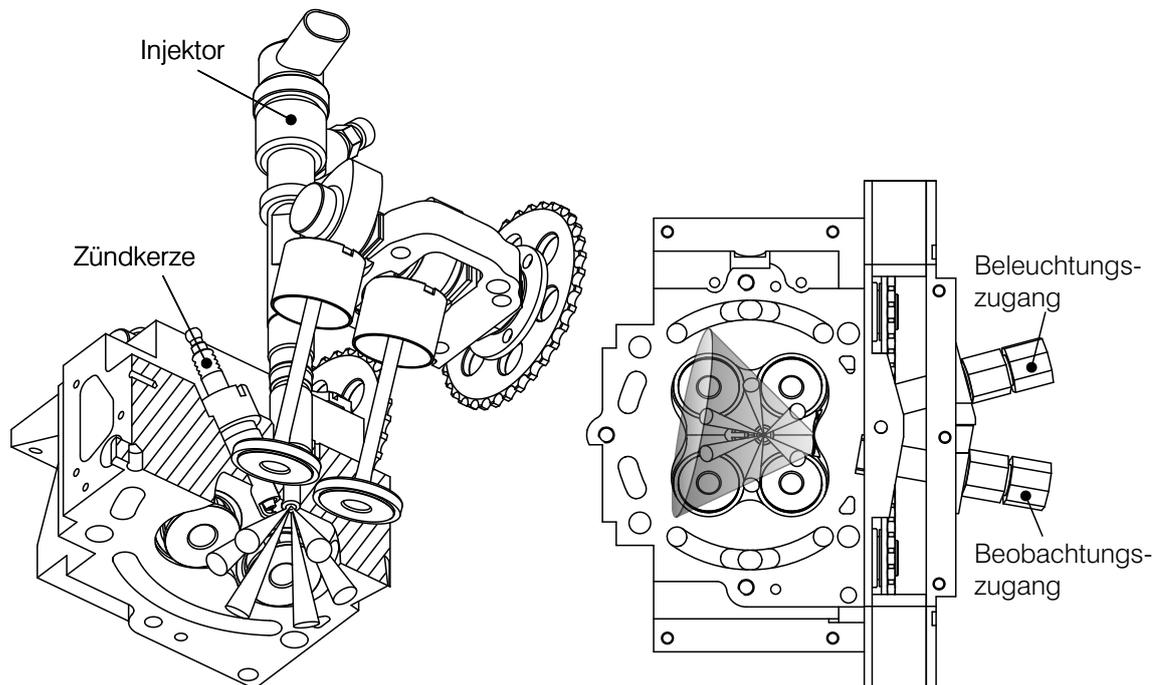
Bei dem verwendeten Versuchsträger handelt es sich um einen Einzylinderforschungsmotor mit strahlgeführter Benzin-Direkteinspritzung, dessen Kurbelgehäuse, Kurbelwelle, Pleuel und Zylinderrohr vom einem Serienmotor der Firma Rotax übernommen wurde. Für die Umsetzung der strahlgeführten Einspritzung wurde am Institut für Kolbenmaschinen ein spezieller Zylinderkopf von Grund auf neu konstruiert und gefertigt [60]. Dieser besitzt die für dieses Brennverfahren typische Anordnung von zentraler Injektorlage und nahe positionierter Zündkerze in Längsanordnung sowie einen Vierventil-Dachbrennraum (siehe Abb. 3.1). In Kombination mit dem verwendeten Kolben mit planem Kolbenboden ergibt sich ein Verdichtungsverhältnis von  $\epsilon = 11,9:1$ . Die Steuerzeiten wurden mit dem Ziel eines möglichst niedrigen Restgasgehalts ausgelegt, um dessen Einfluss auf die Gemischbildung und Verbrennung zu minimieren. Darüber hinaus wurden die Versuche ohne zusätzliche Maßnahmen zur Erhöhung der Ladungsbewegung mittels Drall- oder Tumbleklappen durchgeführt. Die technischen Daten des Motors sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst.

Der Zylinderkopf verfügt, wie in Abb. 3.1 dargestellt, über zwei optische Zugänge, die für Endoskope mit 8 mm Durchmesser ausgelegt sind. Die Zugänge eignen sich aufgrund ihrer Zuordnung im Winkel von  $25^\circ$  zueinander und dem Sichtfeld in Richtung Brennraumzentrum auf Injektorspitze und Zündkerzenelektrode (vgl. Abb. 5.29) sowohl für die Visualisierung der Verbrennung als auch der Gemischbildung mittels Mie-Streulicht.

Für die Gemischbildung mit Einspritzdrücken von 200 bar bis 800 bar kam ein Bosch Diesel Common Rail Injektor CRI2.16 zum Einsatz. Dieser besitzt eine angepasste Düse, um eine möglichst ottotypische Spraycharakteristik darzustellen (nähere Erläuterungen siehe Abschnitt 3.2). Die Druckerzeugung erfolgte mit einer konventionellen

Bosch Diesel Common Rail Hochdruckeinspritzpumpe vom Typ CP1 aus der PKW-Anwendung. Diese gewährleistete im Betrieb mit Ottokraftstoff bis 800 bar Raildruck eine für den Prüfstandsbetrieb ausreichende Standfestigkeit.

Das Zündsystem bestand aus einer Bosch Platin Zündkerze (ZR 6 SII 3320) und einer Bosch-Zündspule mit einer maximalen Zündenergie von 120 mJ. Sowohl Zündung als auch Einspritzung wurden von einer ADwin-Pro-Motorsteuerung angesteuert. Die hierfür eigens am Institut für Kolbenmaschinen programmierte Software erlaubt eine beliebige Anzahl frei wählbarer kurbelwinkelsynchroner Einspritzungen. In Kombination mit der verwendeten Leistungsendstufe wurde die Anzahl auf maximal drei beschränkt.



**Abbildung 3.1:** Links: Schnitt durch den Zylinderkopf mit Injektor und Zündkerze.

Rechts: Brennraumdach mit optischen Zugängen und Endoskopsichtkegel

In den Untersuchungen wurde konventioneller Kraftstoff der Sorte Eurosuper mit einer Oktanzahl von  $ROZ = 95$  verwendet. Zur Gewährleistung konstanter Randbedingungen verfügte der Motor über eine externe Wasser- und Ölkonditionierung. Im stationären Katalysatorheizbetrieb wurden sowohl die Kühlmittel- als auch die Öltemperatur auf ca.  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$  zwangsgekühlt. Darüber hinaus war der Prüfstand mit einer Kraftstoffmessanlage vom Typ PLU 401/121, einer Abgasmessanlage AMA2000 der Firma Pierburg zur Messung der Abgaskomponenten HC, NO,  $\text{NO}_x$ , CO,  $\text{CO}_2$  und  $\text{O}_2$  sowie einem thermischen Luftmassendurchfluss-Messer Sensyflow P der Firma ABB ausgestattet.

Das Versuchsaggregat verfügte über eine Vollindizierung. Für die Zylinderdruckindizierung kam ein Kistler Drucksensor vom Typ 6054AR zu Einsatz, einlass- und auslassseitig war jeweils ein Kistler Drucksensor vom Typ 4045 bzw. 4075 verbaut. Die Aufzeichnung der Indizierdaten erfolgte mittels eines 12 bit Combi-Firewire-Systems der Firma SMETEC mit einer Auflösung von 0,1 °KW. Für die 0D-Simulation wurde in der Software „GT-Power“ der Firma Gamma Technologies Inc. ein detailliertes Motormodell erstellt. Die zweizonigen Brennverlaufsanalysen erfolgten mittels der Funktion „Three Pressure Analysis“. Diese verfügt für den ungewöhnlichen Anwendungsfall des Katalysatorheizbetriebs gegenüber Brennverlaufsanalysetools anderer Hersteller über sehr umfangreiche Anpassungs- und Validierungsmöglichkeiten. Einschränkungen müssen bezüglich der Berechnung der Wandwärmeverluste hingenommen werden, da aus der Literatur bekannte und in GT-Power implementierte Modelle nicht für die späten Verbrennungsschwerpunktlagen des Katalysatorheizbetriebs ausgelegt sind. Die dadurch in der Brennverlaufsberechnung entstehenden Fehler wurden für diese Arbeit jedoch als vernachlässigbar angenommen.

**Tabelle 3.1:** Technische Daten des Versuchsträgers

Arbeitsverfahren	Otto-Viertakt	-
Gemischbildung	BDE, zentrale Lage	-
Verdichtungsverhältnis	11,9 : 1	-
Hub	83,0	mm
Bohrung	100,0	mm
Hubraum	652	cm <sup>3</sup>
Anzahl Ventile	4	-
max. Einlassventilhub	8,1	mm
max. Auslassventilhub	7,2	mm
Einlassspreizung	105	°KW
Auslassspreizung	120	°KW
Kraftstoff	Euro Super E5 ROZ95	-

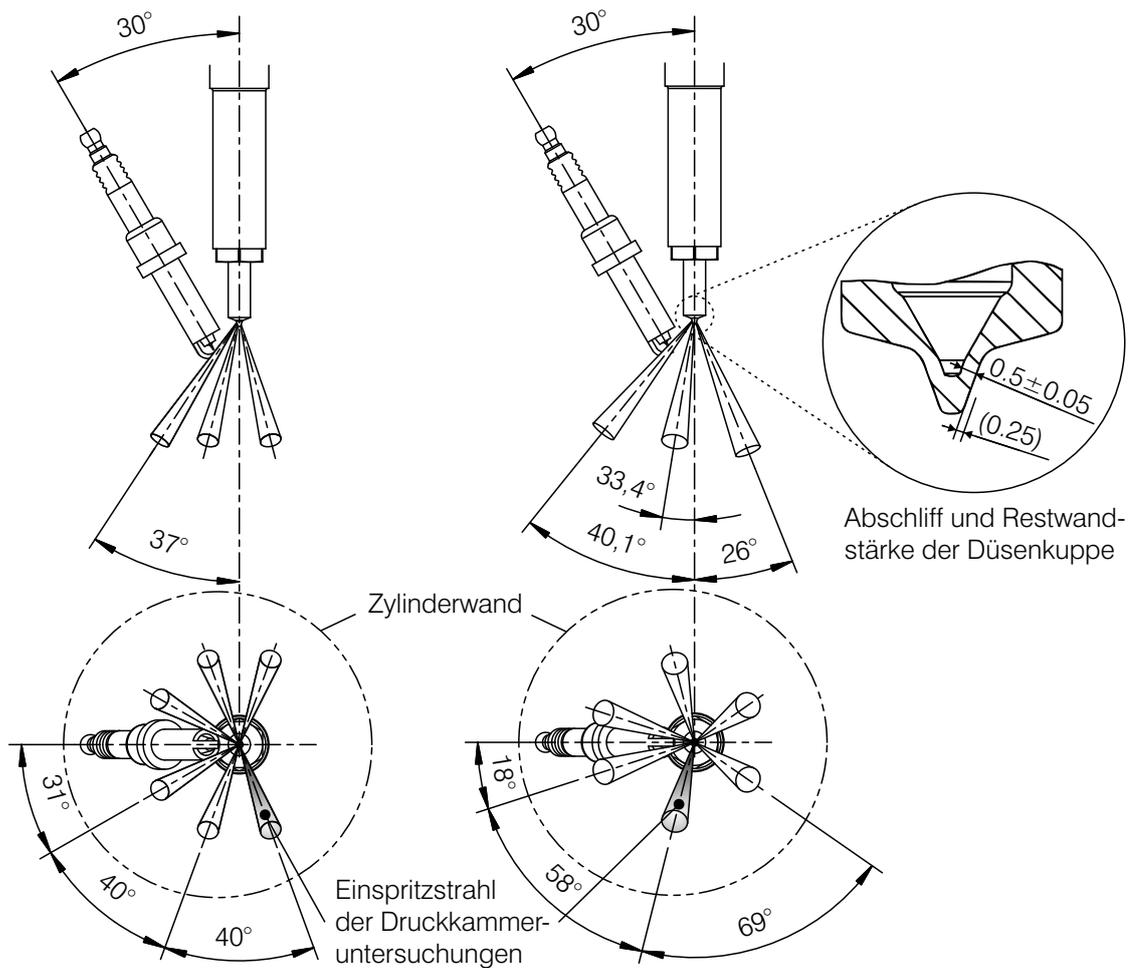
Die Messung der Abgastemperatur war ca. 140 mm hinter den Auslassventilen positioniert. Mit Kenntnis des Abgasmassenstroms bzw. Kraftstoff- und Frischluftmassenstroms lässt sich die für den Katalysatorheizbetrieb wesentliche Zielgröße des spezifischen Abgasenthalpiestroms wie folgt berechnen:

$$\dot{h}_{Abgas} = \frac{c_{p,Abgas} \cdot (\dot{m}_{Krst} + \dot{m}_{Luft}) \cdot (T_{Krümmer} - T_{Umgebung})}{V_H} \quad (3.1)$$

Zur besseren Vergleichbarkeit mit Ergebnissen aus der Literatur wurde der Abgasenthalpiestrom auf das Hubvolumen bezogen. Für die von den thermodynamischen Randbedingungen abhängige spezifische Wärmekapazität des Abgases wurde auf Werte aus der Literatur zurückgegriffen [102].

## 3.2 Injektordesign

Im Rahmen dieser Arbeit wurde für die motorischen Untersuchungen zum Katalysatorheizbetrieb ein neues Injektorlayout entworfen. Es stellt eine Weiterentwicklung des von Kneifel [60] und Buri [15] verwendeten Injektors [96] dar. Ziel der Neuauslegung war es, auf Grundlage der bisher gewonnenen Erkenntnisse sowohl das Injektortargeting als auch den düsennahen Strahlaufbruch zu optimieren. Hierzu wurde in enger Zusammenarbeit mit der Abteilung 'Diesel Systems, Engineering Diesel Nozzle (DS-PC/EDN3)' der Robert Bosch GmbH ein neues Düsendesign entworfen (siehe Abb. 3.2).



**Abbildung 3.2:** Ursprüngliches (CRI 1.13 links) und neues (CRI 2.16 rechts) Injektordesign inkl. Kuppenmodifikation

Die bisherige Injektorvariante wurde speziell für den Teillast-Schichtbetrieb ausgelegt. Um eine bessere Verteilung des Kraftstoffs im Brennraum zu gewährleisten, wurde beim überarbeiteten Targeting die große Lücke zwischen den Einspritzstrahlen auf der

zündkerzenabgewandten Seite geschlossen. Die zündkerzenseitige Lücke wurde ebenfalls verkleinert, da so eine bessere Positionierung der Zündfunkenlage im Randbereich der Strahlkeulen erreicht wird. Der einheitliche Höhenwinkel von  $37^\circ$  wick einer strahlindividuellen Auslegung, um der leicht dezentralen Position des Injektors zur Zylinderhochachse besser Rechnung tragen zu können. Die Winkel wurden hinsichtlich geringer Zylinderwandbenetzung, Vermeidung einer Einlassventiltellerbenetzung sowie optimierter Zündkerzenpositionierung festgelegt.

Im Gegensatz zur Dieseldüse, die auf eine gute Lufterfassung ausgelegt wird, ist beim Ottomotor ein schneller Strahlaufbruch in Verbindung mit einer geringen Eindringtiefe der Flüssigphase erwünscht [67, 132]. Die Spritzlöcher des alten Injektors besitzen in Folge der dieseltypischen Düsenwandstärken ein für den Ottobetrieb ungünstiges Verhältnis von Länge zu Durchmesser ( $L/D$ ). Dieses führt mit einem  $L/D$ -Verhältnis von 10 zu langen Einspritzstrahlen mit kleinen Kegelwinkeln. Typische ottomotorische  $L/D$ -Verhältnisse bewegen sich bei Mehrlochinjektoren aktueller Bauart in Richtung 1, nicht zuletzt aufgrund des Einsatzes von gestuften Spritzlöchern.

Im Zuge der Neuauslegung der Düse wurden zwei Maßnahmen zur Verbesserung des Strahlaufbruchs umgesetzt (siehe Tabelle 3.2): Um die Spritzlochlänge zu verkürzen, wurde die Düsenkuppe abgeschliffen, woraus sich eine deutlich geringere Wandstärke ergibt. Die minimale Spritzlochlänge wird maßgeblich durch die benötigte Restwandstärke für die erforderliche Bauteilfestigkeit bestimmt. Die Spritzlochlänge konnte so je nach Höhenwinkel auf ca. 0,7 mm verkürzt werden.

**Tabelle 3.2:** Technische Daten der untersuchten Injektoren

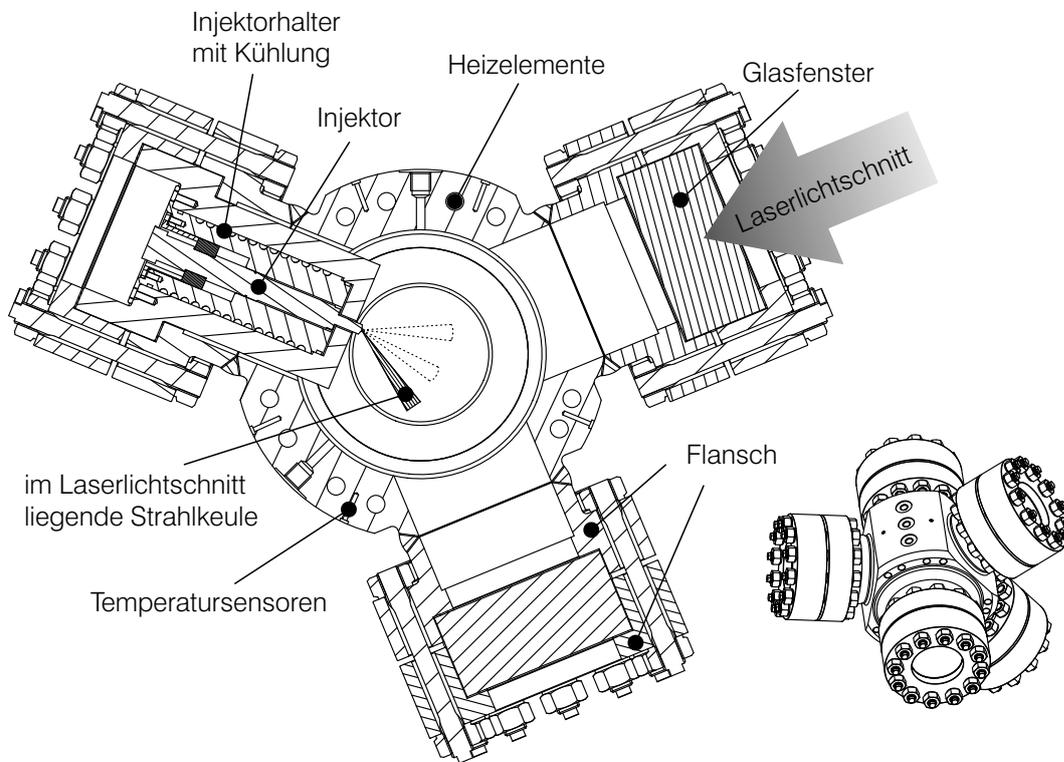
Injektor	Bosch CRI 1.13	Bosch CRI 2.16
Spritzlochanzahl	6	6
Spritzlochlänge	ca. 1,1 mm	ca. 0,7 mm
Spritzlochdurchmesser	0,11 mm	0,115 mm
k-Faktor	0,0	-0,5
HE-Grad	0 %	7 %
statischer Durchfluss	232 g/min	> 232 g/min
Sacklochgröße	> nano	nano
Düsenaußenkontur		

Zusätzlich wurden die Spritzlöcher nach außen hin konisch öffnend mit einem k-Faktor von -0,5 gefertigt, um Kavitationseffekte im Düsenloch zu verstärken. Allerdings wirkt die fertigungsbedingte Verrundung der Einlaufkante des Spritzlochs (HE-Grad) der Kavitation wieder entgegen [71]. Der statische Durchfluss der neuen Düsenvariante wurde nicht vermessen, ist jedoch aufgrund des etwas größeren Spritzlochdurchmessers und der Einlasskantenverrundung gegenüber der alten Düse vermutlich etwas

erhöht. Ein detaillierter Vergleich bezüglich der Gemischbildung von ursprünglicher und überarbeiteter Düsenvariante wird anhand von Druckkammeruntersuchungen in Abschnitt 5.1 angestellt.

### 3.3 Druckkammer

Der Einfluss der Düsenweiterentwicklung auf die Strahlausbreitung und Gemischbildung wurde anhand von optischen Untersuchungen des Mie-Streulichts der Flüssigphase und des LIF-Signals der Flüssig- und Gasphase (Details siehe Abschnitt 4.1 und 4.2) an einer Druckkammer analysiert, deren technische Daten in Tabelle 3.3 zusammengefasst sind. Diese Druckkammer bietet aufgrund ihrer fünf großen Glasfenster gegenüber einem Motor eine wesentlich bessere optische Zugänglichkeit (siehe Abbildungen 3.3). Zudem können konstante Druck- und Temperaturzustände reproduzierbar und mit hoher Genauigkeit beaufschlagt werden. Die Kammer verfügt über insgesamt fünf baugleiche Zugänge, die wahlweise zur Lichteinkopplung, als Beobachtungsfenster oder als Injektoraufnahme genutzt werden können. Zur Spülung der Kammer kann zusätzlich zur Druckregelung ein Stickstoffvolumenstrom bedarfsgerecht eingestellt werden. Die Beheizung erfolgt über geregelte Heizelemente und Heizmanschetten.



**Abbildung 3.3:** Schnittzeichnung durch die Laserlichtschnittebene sowie 3D-Gesamtansicht der Druckkammer

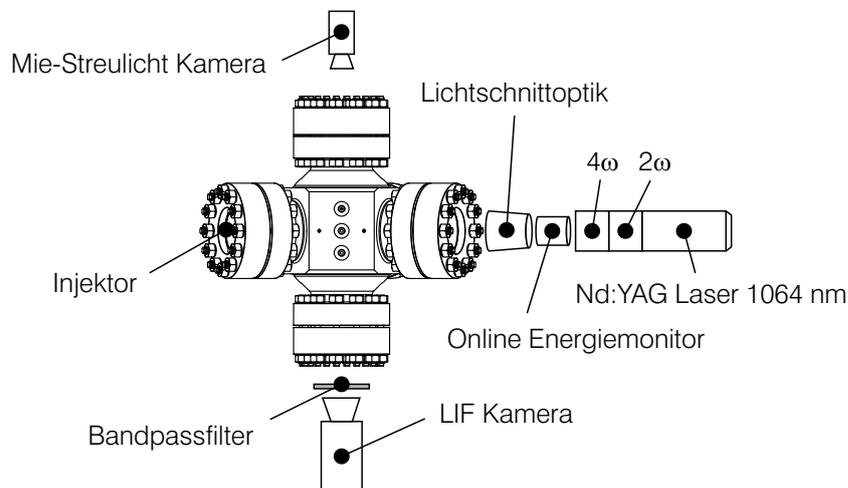
Für die Untersuchungen wurden, wie in Abbildung 3.4 dargestellt, vier der fünf Zugänge verwendet. Ein Flansch wurde für die Aufnahme des gekühlten Injektorhalters genutzt. Der Injektor wurde so darin befestigt, dass eine Strahlkeule mittig durch den Laserlichtschnitt verlief. Über den gegenüberliegenden, um  $135^\circ$  verdrehten Zugang wurde das Laserlicht eingekoppelt. Als Lichtquelle kam eine Nd:YAG Laser vom Typ

Brilliant mit der Wellenlänge 1064 nm in Kombination mit Frequenzverdopplungsmodulen auf 532 nm und 266 nm der Firma Quantel [106] zum Einsatz. Vor dem Eintritt in die Kammer wurde die Energie der Lichtpulse mittels eines Energiemonitors der Firma LaVision [75] bestimmt und der Laserstrahl anschließend von einer Lichtschnittoptik aufgefächert.

**Tabelle 3.3:** Technische Daten der Druckkammer

max. Kammerinnendruck	75	bar
Öffnungsdruck Sicherheitsventil	70	bar
Betriebsdruck	< 70	bar
max. Temperatur	450	°C
max. Temperatur mit Spülluft	ca. 350	°C
Kammervolumen	ca. 6,2	dm <sup>3</sup>
Anzahl der Zugänge	5	-
Durchmesser der Glasfenster	95	mm

Orthogonal zum Lichtschnitt durch eine Strahlkeule wurde auf jeder Seite jeweils eine Kamera positioniert. Das Mie-Streulicht wurde mit einer CCD-Kamera vom Typ ImagerCompact (LaVision) aufgenommen. Durch den gegenüberliegenden Zugang wurde das LIF-Signal von einer bildverstärkenden CCD-Kamera vom Typ NanoStar (LaVision) detektiert. Um das LIF-Signal vom restlichen Streulicht zu trennen, wurde ein Bandpassfilter BG25 mit einer Zentralwellenlänge von 390 nm vor dem Objektiv angebracht.



**Abbildung 3.4:** Anordnung der Messtechnik an der Druckkammer

Der Laser, die Kameras, der Energiemonitor und die Injektoransteuerung wurden mit Hilfe einer programmierbaren Synchronisationseinheit (LaVision PTU 9) angesteuert.

So konnte pro Einspritzvorgang zeitgleich mit beiden Kameras jeweils ein Bild aufgenommen werden. Zu jedem Aufnahmezeitpunkt wurden je 30 Bilder aufgezeichnet und für die anschließende Matlab-basierte Auswertung gemittelt. Eine detaillierte Beschreibung der Versuchsdurchführung erfolgt in Abschnitt 5.1.



## 4 Messtechnik und Analysemethoden

Für die detaillierten Messungen an Druckkammer und Einzylinderforschungsmotor wurden im Rahmen dieser Arbeit verschiedene Messtechniken zur Untersuchung der Gemischbildung und Verbrennung sowie der Abgasemissionen eingesetzt. Neben der thermodynamischen Analyse auf Basis der Indizierdaten wurden umfangreiche optische Messungen durchgeführt. Je nach Untersuchungsschwerpunkt kamen verschiedene Messtechniken und Analysemethoden zum Einsatz, deren Hintergründe im Folgenden näher beleuchtet werden.

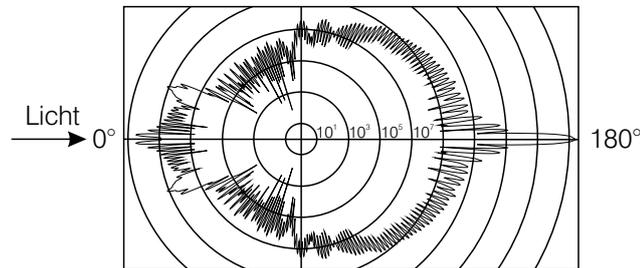
### 4.1 Mie-Streulicht-Technik

Zur Visualisierung der Flüssigphase des Einspritzstrahls wurde sowohl in der Druckkammer als auch im Motor die Mie-Streulicht-Technik angewendet. Dieses Verfahren ist nach Gustav Mie benannt und wurde zum ersten Mal im Jahr 1908 in dessen Theorie zur elastischen Streuung von Licht an sphärischen Partikeln [88] veröffentlicht und ist in [52] detailliert beschrieben. Die Mie-Theorie kann für Teilchen angewendet werden, deren Durchmesser  $d$  wesentlich größer als die Wellenlänge  $\lambda$  des Lichts ist. Unter der Voraussetzung elastisch gestreuten Lichts entspricht die Energie des eingestrahnten Photons bei Vernachlässigung des Dopplereffekts der des ausgestrahlten Photons. Die Intensitätsverteilung des reflektierten Lichts ist vom Verhältnis der Brechungsindizes der Teilchen und des umgebenden Mediums, von der Teilchengröße und -form sowie vom Beobachtungswinkel abhängig. Die räumliche Abhängigkeit der Intensität des gestreuten Lichts ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Eine wichtige Kennzahl für diese Verteilung ist der normierte Durchmesser  $q$  [108]:

$$q = \frac{\pi d}{\lambda}. \quad (4.1)$$

Je größer der normierte Durchmesser ist, desto mehr lokale Maxima treten im gestreuten Licht auf und desto stärker überwiegt die Vorwärts-Streuung in Richtung  $180^\circ$ . Aufgrund zu hoher Komplexität ist eine Quantifizierung der Streulichtintensität bei motorischen Einspritzvorgängen nicht möglich [49]. In Einspritzstrahlen liegen nicht wenige sphärische Partikel, sondern Wolken von Tröpfchen unterschiedlicher Anzahl, Größe und Form vor. Des Weiteren beeinflussen Mehrfachstreuung, Reflexion und teilweise Auslöschung des eingestrahnten und gestreuten Lichts die Intensitätsverteilung. Zusätzlich können die Verschmutzung von Beobachtungszugängen und die Reflexion

an Bauteilen zu Änderungen der Intensitätsverteilung führen. Die nutzbare Information der Mie-Streulicht-Messungen in Motoren beschränkt sich daher auf die zeitliche und räumliche Zuordnung von flüssigem Kraftstoff.



**Abbildung 4.1:** Polardiagramm der logarithmischen Intensitätsverteilung von an einem Öltröpfchen mit Durchmesser 10 µm in Luft gestreutem Laserlicht der Wellenlänge 532 nm nach [108]

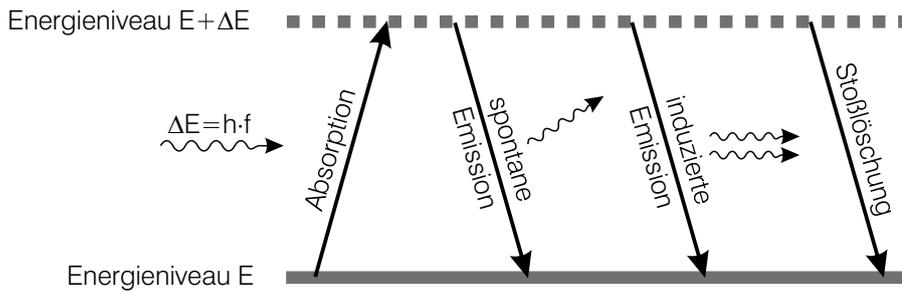
Das Mie-Streulicht wurde am Motor wie auch an der Druckkammer mit einer Einzelbildkamera vom Typ ImagerCompact (LaVision) aufgenommen. Der Zugang zum Brennraum erfolgte endoskopisch über den Beobachtungszugang im Zylinderkopf mit einem Öffnungswinkel des Endoskops von 70°. Eine BVS-II Wotan Stroboskop-Lichtquelle mit Xenon-Blitzlampe der Firma Polytec [103] diente zur endoskopischen Beleuchtung über den Beleuchtungszugang. Aufgenommen wurden die Einzelbilder kurbelwinkelsynchron mit einer Auflösung von bis zu 0,1 °KW.

## 4.2 Laserinduzierte Fluoreszenz

Die Laserinduzierte Fluoreszenz dient bei Gemischbildungsuntersuchungen zur Bestimmung der Kraftstoffkonzentration sowohl in der Flüssigphase als auch in der Gasphase. Das Messprinzip beruht auf der Absorption und der anschließenden Emission von Licht durch Materie. Atome oder Moleküle werden zunächst mit Hilfe hochenergetischer Laserstrahlung angeregt. Durch Absorption eines Photons nimmt ein Molekül nach den Gesetzen der Quantenmechanik nur die diskrete Energie  $\Delta E = h \cdot f$  auf und wird dadurch vom Ausgangszustand auf ein um exakt  $\Delta E$  höheres Energieniveau angehoben. Abbildung 4.2 zeigt die Vorgänge anhand eines vereinfachten Zwei-Energieniveau-Modells.

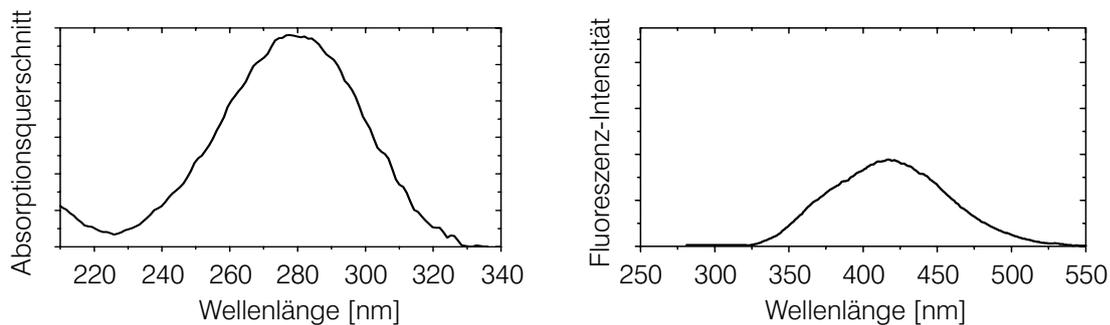
Das Zurückfallen auf den Gleichgewichtszustand erfolgt bei der laserinduzierten Fluoreszenz im Wesentlichen auf drei verschiedene Arten [70, 117]. Findet der Übergang durch die Wechselwirkung mit einem Photon statt, so handelt es sich um eine induzierte Emission. In diesem Fall werden zwei Photonen der selben Richtung, Phase und Frequenz emittiert [107]. Dieser Vorgang spielt bei der Laserinduzierten Fluoreszenz jedoch nur eine untergeordnete Rolle. Fällt das Atom oder Molekül nach kurzer Zeit spontan unter Emission eines Photons in den Grundzustand zurück, spricht man

von spontaner Emission. Das emittierte Licht kann als Fluoreszenzsignal aufgenommen werden. Aufgrund von vorherigen Umverteilungen im angeregten Zustand ist das Fluoreszenzlicht in der Regel spektral verschoben. Es handelt sich dabei um eine Rotverschiebung, da die absorbierte Wellenlänge kürzer als die emittierte ist. Die absorbierte Energie kann auch allein durch Stöße an ein Nachbarmolekül abgegeben werden. Bei diesem sogenannten Quenching wird kein Photon emittiert. Es hat jedoch großen Einfluss bei der quantitativen Betrachtung des LIF-Signals. Maßgeblich ist dabei die Quenchrage, die von der Moleküldichte bzw. dem Druck, der Temperatur sowie den beteiligten Stoßpartnern abhängt [23, 43].



**Abbildung 4.2:** Einfaches Zwei-Niveau-Modell der Laserinduzierten Fluoreszenz nach [70]

Herkömmliche Kraftstoffe bestehen aus einer Vielzahl von unterschiedlichen Molekülen, u.a. Aromaten und Olefinen, die durch Anregung mit Laserlicht im UV-Bereich zu undefinierter Fluoreszenz führen. Daher wurde für die Untersuchungen Isooktan als aromatenfreier und nicht fluoreszierender Ersatzkraftstoff verwendet. Als Tracer-substanz wurde dem Isooktan 3 Masse-% 3-Pentanon ( $C_5H_{10}O$ ) beigemischt. Es besitzt ähnliche chemisch-physikalische Stoffeigenschaften wie Isooktan [60]. Somit kann der Einfluss des Tracers auf den Kraftstoff als vernachlässigbar angenommen werden. 3-Pentanon gehört zur chemischen Gruppe der Ketone, die über eine Doppelbindung des Sauerstoffatoms an ein Kohlenstoffatom verfügen und daher eine definiert anregbare Verbindung besitzt. Das Absorptions- und Emissionsspektrum ist in Abbildung 4.3 dargestellt.



**Abbildung 4.3:** Absorptions- und Emissionsspektrum von 3-Pentanon bei Raumtemperatur und Anregung mit 248 nm [61]

Die Maxima der Absorption und Emission sind um über 100 nm phasenverschoben, was eine Trennung zwischen Streulicht und Fluoreszenz ermöglicht. Die maximale Absorption von 3-Pentanon liegt im Bereich von ca. 280 nm. Für die Versuche an der Druckkammer wurde der Tracer deshalb mit Laserlicht der Wellenlänge 266 nm in einem dünnen Lichtschnitt mit einer Dicke  $< 1,5$  mm angeregt (vgl. Abschnitt 3.3). Mit Hilfe eines entsprechenden Bandpassfilters kann das Fluoreszenzsignal im Wellenlängenbereich um 400 nm vom Streulicht bei 266 nm und Restlicht aus den Frequenzvervielfachermodulen bei 532 nm und 1064 nm separiert werden.

### 4.3 Rußeigenleuchten

Bei einer lokal unterstöchiometrischen, diffusionskontrollierten Verbrennung entsteht beim Ottomotor analog zum dieselmotorischen Betrieb Ruß. Dessen breitbandige thermische Festkörperstrahlung, das sogenannte Rußeigenleuchten, liegt je nach Temperatur teilweise im für das menschliche Auge sichtbaren Bereich von ca. 380 nm bis 780 nm [40]. Das Rußeigenleuchten ist als weiß-gelbliches Licht bei hohen Temperaturen bis orange-rotes Licht bei niedrigen Temperaturen wahrzunehmen [49, 95]. Die Intensität der Rußstrahlung steigt mit der Partikelanzahl, der Partikelgröße und deren Temperatur.

Das Rußeigenleuchten wurde für die Untersuchungen des Katalysatorheizbetriebs sowohl mit der Zwei-Farben-Methode (siehe folgender Abschnitt) als auch mittels Hochgeschwindigkeitskamera erfasst. Die optischen Messungen des Rußleuchtens erfolgten ebenso wie die Mie-Streulicht-Aufnahmen endoskopisch durch den Beobachtungszugang im Zylinderkopf (vgl. Abbildungen 3.1 und 5.29). Für die kontinuierliche Kameraaufzeichnung wurde eine HighSpeedStar 6 der Firma LaVision verwendet, deren CMOS-Technik Bildwiederholraten bis zu 20 kHz bei einer Auflösung von  $512 \times 512$  Pixel und eine maximale Auflösung von  $1024 \times 1024$  Pixel bei 5,4 kHz erlaubt. Die Messungen wurden zeitbasiert mit einer Bildrate von 14,4 kHz aufgezeichnet, was bei einer Drehzahl von  $1200 \frac{1}{\text{min}}$  einer Abtastrate von  $0,5^\circ \text{KW}$  entspricht. Aufgrund der relativ großen Drehungleichförmigkeiten am Einzylindermotor im Katalysatorheizbetrieb ist eine genaue Kurbelwinkelzuordnung der Einzelbilder nach dem zyklusgetriggerten Start der Aufnahmen nicht mehr möglich. Auch können mit diesem Aufbau keine Aussagen über die Rußkonzentration und -temperatur getroffen werden. Die räumliche und zeitliche Erfassung des Rußleuchtens gibt jedoch Auskunft über mögliche Quellen der Partikelemissionen im Brennraum.

### 4.4 Zwei-Farben-Methode

Die Zwei-Farben-Methode ist eine pyrometrische Meßmethode. Mit ihr kann durch die Messung der emittierten Strahlung einer rußenden Flamme auf die Temperatur

und die Rußkonzentration in der Flamme zurückgeschlossen werden. Grundlage für die Berechnungen bildet die Theorie der Festkörperstrahlung eines Schwarzen Körpers [4]. Max Planck fand für die spektrale spezifische Ausstrahlung eines Schwarzen Körpers in Abhängigkeit der Temperatur  $T$  und der Wellenlänge  $\lambda$  folgende Beziehung:

$$M_{\lambda,s}(\lambda, T) = \frac{c_1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{\exp(\frac{c_2}{\lambda T}) - 1}. \quad (4.2)$$

Die beiden Planckschen Strahlungskonstanten setzen sich aus den fundamentalen Naturkonstanten Vakuumlichtgeschwindigkeit  $c_0$ , Planck-Konstante  $h$  und Boltzmann-Konstante  $k$  wie folgt zusammen:

$$c_1 = 2\pi c_0^2 h = 3,7415 \cdot 10^{-16} \text{ Wm}^2 \quad \text{und} \quad (4.3a)$$

$$c_2 = \frac{c_0 h}{k} = 1,438 \cdot 10^{-2} \text{ mK}. \quad (4.3b)$$

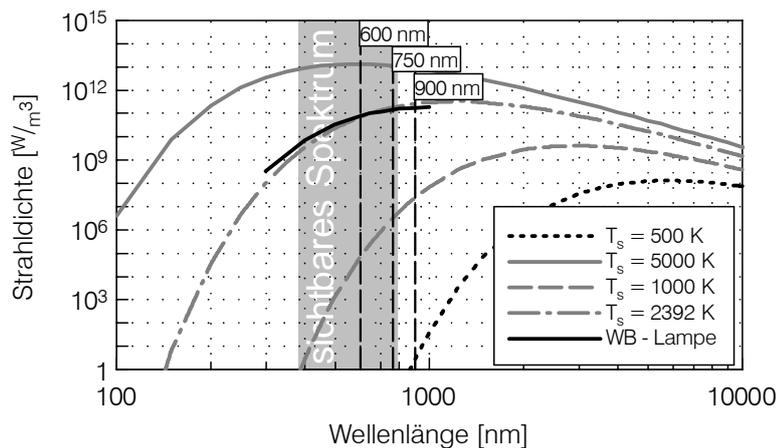
Schwarze Körper werden als diffuser Strahler betrachtet. Daher gilt für die spektrale spezifische Ausstrahlung und die spektrale Strahldichte die einfache Beziehung

$$M_{\lambda,s}(\lambda, T) = \pi L_{\lambda,s}(\lambda, T). \quad (4.4)$$

Das Plancksche Gesetz kann für  $\lambda < 1000 \text{ nm}$  und  $T < 3000 \text{ K}$  auf die Wiensche Näherung vereinfacht werden. Für die spektrale Strahldichte eines Schwarzen Strahlers ergibt sich somit:

$$L_{\lambda,s}(\lambda, T) = \frac{c_1}{\pi \lambda^5} \cdot \frac{1}{\exp(\frac{c_2}{\lambda T})}. \quad (4.5)$$

In Abbildung 4.4 sind Strahldichteverteilungen für verschiedene Temperaturen in Abhängigkeit der Wellenlänge dargestellt.



**Abbildung 4.4:** Strahldichteverteilung der verwendeten Wolframband-Kalibrierlampe sowie eines Schwarzen Körpers in Abhängigkeit der Temperatur [84]

Bei Rußteilchen handelt es sich jedoch nicht um Schwarze, sondern um reale Strahler. Deshalb muss der spektrale Emissionsgrad  $\epsilon(\lambda, T)$  mit in die Betrachtung einbezogen werden. Daraus ergibt sich folgender Zusammenhang zwischen der spektralen Strahldichte eines realen Kontinuumstrahlers  $L_\lambda(\lambda, T)$  und der eines Schwarzen Strahlers:

$$L_\lambda(\lambda, T) = \epsilon(\lambda, T) \cdot L_{\lambda,s}(\lambda, T) = L_{\lambda,s}(\lambda, T_s) \quad \text{bzw.} \quad (4.6a)$$

$$\epsilon(\lambda, T) = \frac{L_{\lambda,s}(\lambda, T_s)}{L_{\lambda,s}(\lambda, T)}. \quad (4.6b)$$

$T_s$  ist hierbei die fiktive Temperatur eines Schwarzen Körpers, welche die gleiche Strahldichte erzeugt, wie die Temperatur  $T$  eines nicht Schwarzen Strahlers. Für die Ermittlung des spektralen Emissionsgrads sind in der Literatur zwei verschiedene Berechnungsmethoden zu finden. Hottel und Broughton [51] entwickelten einen empirischen Ansatz, der den Emissionsgrad als Funktion der Wellenlänge beschreibt. In der vorliegenden Arbeit wurde für den spektralen Emissionsgrad jedoch der alternative, ebenfalls exponentielle Ansatz nach dem Beer-Lambertschen Gesetz verwendet:

$$\epsilon(\lambda) = 1 - e^{-A_a(\lambda) \cdot C \cdot x}. \quad (4.7)$$

Der Emissionsgrad hängt danach von dem Massenabsorptionsquerschnitt  $A_a$ , der Rußmassenkonzentration  $C$  und der Länge des Beobachtungskegels  $x$  ab. Aus der Kombination der Gleichungen 4.6b und 4.7 sowie dem Ansatz für zwei verschiedene Wellenlängen lässt sich die reale Temperatur  $T$  iterativ berechnen:

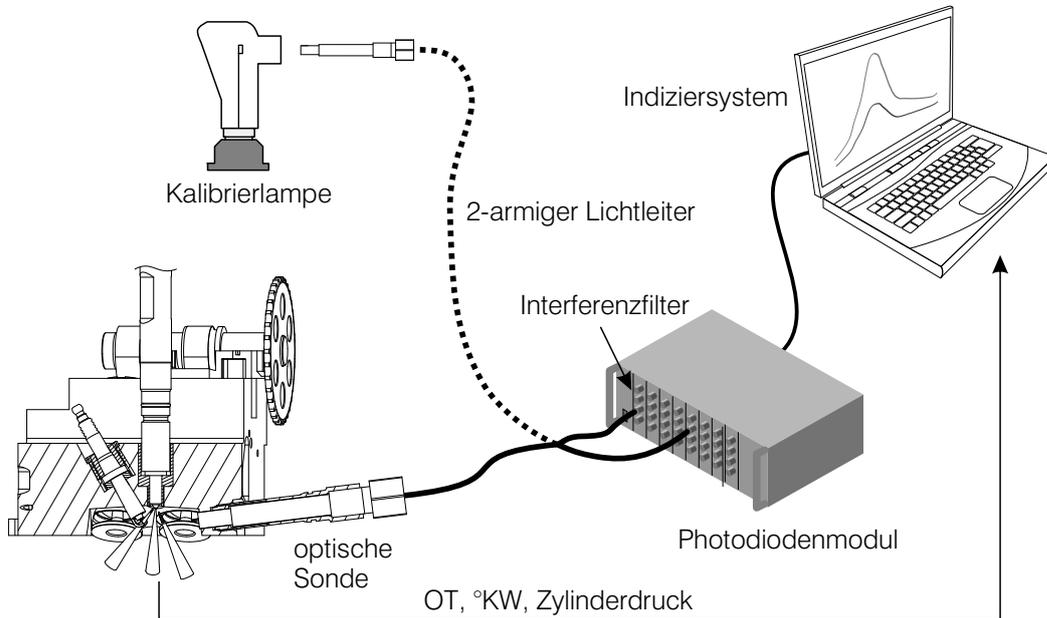
$$T = \frac{1}{\frac{1}{T_{s1}} + \frac{\lambda_1}{c_2} \cdot \ln \left( 1 - \left( 1 - \exp \left( \frac{c_2}{\lambda_2} \cdot \left( \frac{1}{T} - \frac{1}{T_{s2}} \right) \right) \right)^{\frac{A_{a1}}{A_{a2}}} \right)}. \quad (4.8)$$

Mit der so ermittelten Temperatur kann wiederum die zugehörige Rußkonzentration durch Einsetzen von Gleichung 4.7 in Gleichung 4.6b bestimmt werden:

$$c_{Ru\beta} = -\frac{1}{A_{a2} \cdot x} \cdot \ln \left( 1 - \exp \left( \frac{c_2}{\lambda_2} \cdot \left( \frac{1}{T} - \frac{1}{T_{s2}} \right) \right) \right). \quad (4.9)$$

Für die Bestimmung der Temperatur und der Rußkonzentration müssen die fiktiven Schwarzkörpertemperaturen  $T_{s1}$  und  $T_{s2}$  bekannt sein. Aus diesem Grund wird die gesamte Messkette mit einer definierten Strahlungsquelle, im vorliegenden Fall einer Wolframbandlampe, kalibriert. Die Messkette selbst besteht aus einer optischen Sonde, einem Lichtleiter, einem Photodiodenmodul, dessen Ausgangsspannung linear von der auf die Photodiode auftreffenden Strahlungsleistung abhängt, und zwischengeschalteten Interferenzfiltern (Abb. 4.5). Für die Zwei-Farben-Methode werden in dieser Arbeit

die Wellenlängen 600 nm und 900 nm genutzt, da diese im Bereich des Maximums der Strahlungsintensität liegen (vgl. Abb. 4.4) und nicht von intensiver Bandenstrahlung aus der Verbrennung überdeckt werden. Die Aufzeichnung der Messdaten erfolgte im Indiziersystem kurbelwinkelsynchron mit einer Auflösung von 0,1 °KW.



**Abbildung 4.5:** Aufbau der Zwei-Farben-Methode nach [84]

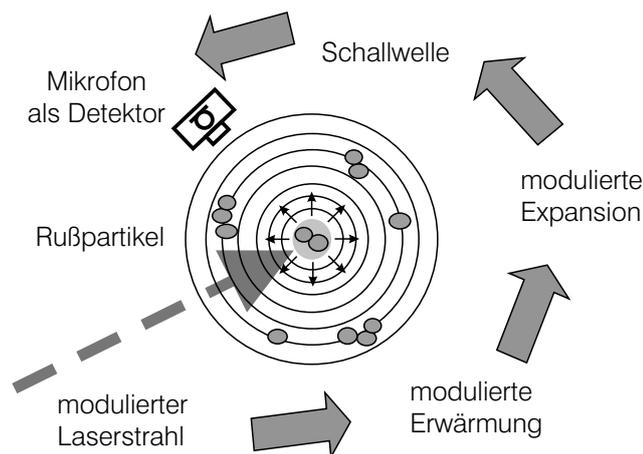
Für die Zwei-Farben-Methode müssen einige Annahmen getroffen werden. Beispielsweise werden zur Bestimmung des Massenabsorptionsquerschnitts  $A_a$  die Dichte und der Durchmesser der Rußteilchen benötigt, deren genaue Werte unbekannt sind. Dies führt zu Unschärfen bei der Bestimmung der zu ermittelnden Größen. Aus diesem Grund werden bei der erweiterten Zwei-Farben-Methode nicht nur zwei, sondern drei oder mehr Wellenlängen jeweils zueinander verglichen [8, 84, 128]. Ergeben die unterschiedlichen Wellenlängenpaarungen differierende Ergebnisse, deutet dies auf Fehler in der Messkette, bei den Annahmen oder bei der Kalibrierung hin. Weitere Unsicherheiten gehen mit dem begrenzten Sichtkegel der optischen Sonde einher, ein Rückschluss auf den gesamten Brennraum ist daher nur eingeschränkt möglich. Zusätzlich verursachen eine inhomogene Temperatur- und Rußkonzentrationsverteilung im Beobachtungsvolumen, wie sie beim Ottomotor mit Ladungsschichtung zu erwarten sind, und die Verschmutzung der optischen Zugänge im Brennraum während der Messdauer weitere Messunschärfen. Umfangreiche Ausführungen dazu sind auch [44] zu entnehmen.

## 4.5 Ruß- und Partikelmessung im Abgas

Die Messung fester Bestandteile im Abgas kann auf unterschiedliche Weise erfolgen, je nachdem welche Zielgröße ermittelt werden soll. Zu differenzieren ist hierbei grundsätzlich zwischen den Bestandteilen Ruß und Partikel und ob die Masse, die Anzahl oder gar die Größenverteilung der Teilchen gemessen werden soll. Während die Messung der Rußmasse seit längerem etabliert ist, stellt die Partikelmessung ein sehr kompliziertes und in den letzten Jahr viel diskutiertes Verfahren dar, dessen Standardisierung erst seit kurzem Gestalt annimmt. Detailunterschiede bei der Verdünnung, der Auskondensation von flüssigen Bestandteilen oder nur der Leitungsführung können zu erheblichen Abweichungen der Messergebnisse führen. In diesem Abschnitt werden lediglich die in dieser Arbeit verwendeten Messtechniken erläutert. Einen tieferen Einblick in die Komplexität der Ruß- und Partikelmessung bietet beispielsweise [72].

### AVL Micro Soot Sensor

Für die Messung der im Abgas enthaltenen Rußmassenkonzentration kam ein Micro Soot Sensor der Firma AVL zum Einsatz [2]. Dessen Messprinzip beruht auf dem photoakustischen Effekt, der bereits in den Jahren 1880 und 1881 in Verbindung mit Festkörpern bzw. Gasen von Bell und Röntgen ausführlich beschrieben wurde [7, 114]. Die schwarzen, stark absorbierenden Rußpartikel werden in der Messzelle des Micro Soot Sensors mit moduliertem Laserlicht bestrahlt. In Folge der periodischen Anregung werden die Rußpartikel abwechselnd erwärmt und abgekühlt. Die daraus resultierende Ausdehnung und Kontraktion des Trägergases kann gleichsam einer Schallwelle mit Hilfe von Mikrofonen detektiert werden. Abbildung 4.6 zeigt schematisch das Prinzip dieser photoakustischen Messung.



**Abbildung 4.6:** Messprinzip des AVL Micro Soot Sensors basierend auf dem photoakustischen Effekt [118]

Während saubere Luft kein Signal liefert, steigt dieses bei verschmutztem Messgas proportional zur Rußkonzentration im Messvolumen an. Mit der im Micro Soot Sensor verbauten Messzelle können Rußkonzentrationen im Bereich von 0 bis  $50 \text{ mg/m}^3$  erfasst werden. Konzentrationen unterhalb von  $0,01 \text{ mg/m}^3$  können jedoch nur eingeschränkt aufgelöst werden, da diese im Bereich des Messrauschens liegen. Nach oben kann der Messbereich bei Verwendung einer passenden Abgaskonditioniereinheit bis  $1000 \text{ mg/m}^3$  erweitert werden.

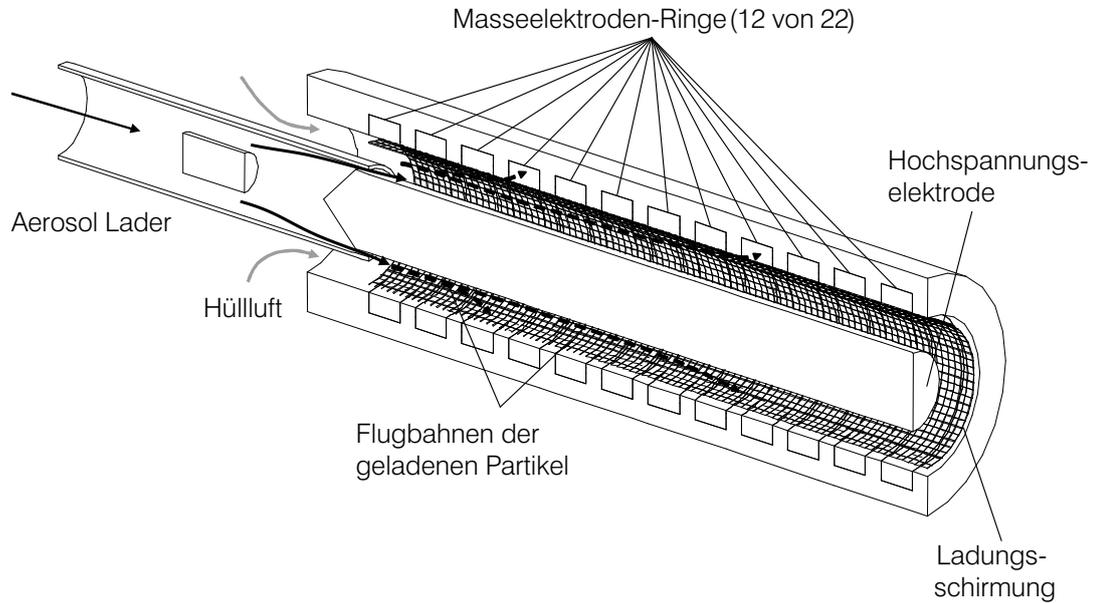
## Cambustion DMS500

Die Partikelanzahlkonzentration im Abgas wurde mit einem differenziellen Mobilitätsspektrometer (DMS500) der Firma Cambustion gemessen. Das dem DMS500 zu Grunde liegende Messprinzip der Mobilität von Ionen in einem elektrischen Feld erlaubt nicht nur eine Bestimmung der Partikelkonzentration, sondern auch der Größenverteilung. Im Falle des DMS500 beträgt das Größenspektrum  $5 \text{ nm}$  bis  $1 \mu\text{m}$  [109]. Auf dem Weg bis zur Messzelle durchläuft das Abgas zwei Verdünnungsstufen. Unmittelbar nach der Entnahme aus dem Abgasstrang wird das Messgas im ottomotorischen Versuchsbetrieb zunächst in der ersten Verdünnungsstufe im Verhältnis 5:1 mit gefilterter Luft verdünnt, um auf der nachfolgenden Leitungsstrecke Auskondensation zu verhindern. Es folgt ein auf  $150^\circ\text{C}$  beheizter Zyklonabscheider, der Partikel größer einem Durchmesser von  $1000 \text{ nm}$  abscheidet, damit übermäßige Verschmutzung des Geräts vermieden wird. Eine ebenfalls auf  $150^\circ\text{C}$  beheizte Leitung führt das Messgas dann dem Partikelzählgerät zu. Bevor das Abgas in die eigentliche Messeinheit strömt, kann es in einer zweiten Verdünnungsstufe, ausgeführt als Rotationsverdünner, im Verhältnis 1:1 bis 20:1 nochmals verdünnt werden. Diese variable Verdünnungsstufe dient dazu, die Partikelkonzentration soweit anzupassen, dass einerseits ein gutes Signal- zu Rauschverhältnis gewährleistet werden kann und andererseits übermäßige Verschmutzung der Messzelle vermieden wird. Anschließend gelangt das Messgas in den eigentlichen Partikelzähler, dessen Aufbau in Abbildung 4.7 schematisch dargestellt ist.

Die Messzelle besteht aus einem Koronaentlader und einem Klassierer. Am Koronaentlader werden die vorbeifliegenden Aerosolpartikel zunächst positiv ionisiert. Anschließend strömen die geladenen Partikel koaxial in den Klassierer, umgeben von zusätzlicher Hüllluft, die den Partikeln eine definierte Strömungsrichtung aufprägt. In einem elektrischen Feld, das zwischen der zentral angeordneten positiven Hochspannungselektrode und den äußeren Masseelektroden-Ringen anliegt, werden die ionisierten Teilchen in Richtung der 22 Ringelektroden abgelenkt. Die Flugbahn ist dabei abhängig von deren Ladung und Luftwiderstand. Die Partikel geben ihre Ladung beim Auftreffen an die Elektroden ab. Die resultierenden Ströme werden in eine Partikelanzahl und -größe umgerechnet [19].

Alternative Messprinzipien der Partikelgrößenverteilung basieren auf der aerodynamischen Mobilität oder der Partikeldiffusion [16, 57]. Ist lediglich die Partikelanzahl-

konzentration von Interesse, wird diese in der Regel mit einem Kondensationspartikelzähler (condensation particle counter, CPC) gemessen, dessen zu Grunde liegendes Messprinzip inzwischen gut beherrscht und für Zertifizierungsmessungen verwendet wird [17]. Ein Vergleich unterschiedlicher Messsysteme mit dem DMS500 wird in [105] angestellt.



**Abbildung 4.7:** Partikelklassierer des Cambustion DMS500 [19]

## 5 Untersuchungsergebnisse

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit Einspritzdrücken bis 800 bar bei Ottomotor und deren Einfluss auf den Katalysatorheizbetrieb mit Benzin-Direkteinspritzung. Hierfür wurde im Vorfeld der motorischen Untersuchungen eine neue Düse für den verwendeten Dieselinjektor entwickelt, die speziell für die Anforderungen der ottomotorischen Gemischbildung angepasst wurde (vgl. Abschnitt 3.2). Die umgesetzten Maßnahmen wurden zunächst mittels optischer Untersuchungen an einer Druckkammer auf ihren Einfluss bezüglich Strahlausbreitung und Verdampfung evaluiert und zu diesem Zweck mit dem bisher am Institut für Kolbenmaschinen dafür eingesetzten Dieselinjektor verglichen.

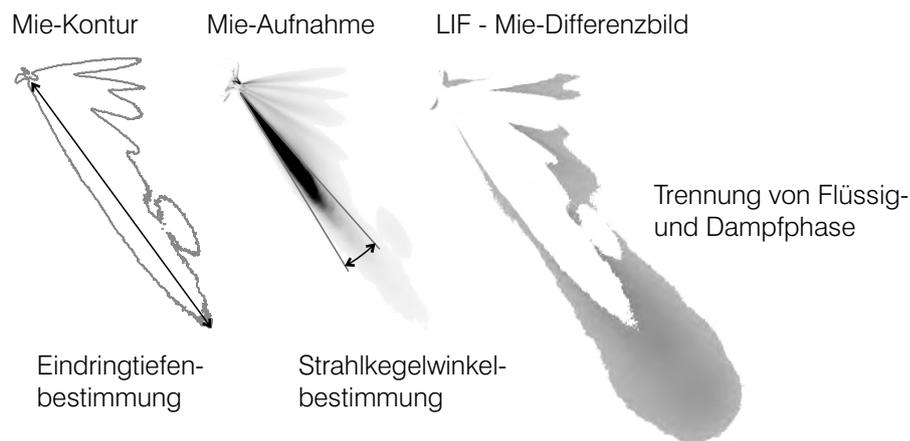
Im Anschluss an die Druckkammermessungen wurden mit dem neuen Injektor umfangreiche thermodynamische und optische Untersuchungen an einem Forschungs-Einzylindermotor mit strahlgeführter Benzin-Direkteinspritzung durchgeführt. Die Messungen umfassen sowohl stationäre Untersuchungen des Katalysatorheizbetriebs mit zwangsgekühltem Öl- und Kühlwassermedium als auch instationäre Motorstarts zur weitergehenden Bewertung der Verbrennungsstabilität. Dabei wurden zusätzlich zu den Standardmessgrößen für den Katalysatorheizbetrieb relevante Größen wie Abgasenthalpiestrom und Ruß- bzw. Partikelanzahlkonzentration aufgezeichnet. Begleitend zu den experimentellen Arbeiten wurde in GT-Power ein detailliertes 1D-Motormodell erstellt, auf dessen Grundlage zwei-zonige Brennverlaufsanalysen durchgeführt wurden.

### 5.1 Untersuchungen zur Gemischbildung in einer Druckkammer

Die unterschiedliche Ausprägung des Einspritzstrahls und der Verdampfung der beiden in Abschnitt 3.2 vorgestellten Sprayvarianten wurde in einer Druckkammer beobachtet. Der Vergleich wurde anhand simultaner Aufnahmen des Mie-Streulichts und des LIF-Signals einer im Laserlichtschnitt liegenden Strahlkeule angestellt (siehe Abschnitt 3.3). Die Messungen wurden bei drei unterschiedlichen Kammerdruck-Kammertemperatur-Kombinationen durchgeführt, die von folgenden Randbedingungen limitiert wurden. Einerseits kann ein Relativdruck von 2 bar in der Druckkammer aufgrund der notwendigen Kammerspülung mit Stickstoff nicht unterschritten werden. Daraus ergab sich die niedrigste Druck-Temperatur-Kombination von  $p_K = 2$  bar und  $T_K = 40$  °C als bestmögliche Näherung an die im entdrosselten Motorbetrieb während

des Saughubs im Brennraum herrschenden Bedingungen. Andererseits bedingte die kühlende Stickstoffspülung eine maximale Kammerinnentemperatur von  $T_K = 350\text{ °C}$ . Die Messungen bei  $p_K = 22\text{ bar}$  und  $T_K = 350\text{ °C}$  repräsentieren eine Einspritzung im Bereich des oberen Totpunkts in der Kompressionsphase. Der mittlere Druck von  $p_K = 12\text{ bar}$  bei  $T_K = 275\text{ °C}$  bildet die Brennraumbedingungen zu einem typischen zündungsnahen Einspritzzeitpunkt im Katalysatorheizbetrieb von ca. 25 °KW n. ZOT ab. Der Raildruck wurde zwischen 200 bar und maximal 600 bar variiert. Im Vergleich zu den motorischen Versuchen musste der Maximaldruck von 800 bar auf 600 bar abgesenkt werden, da der für die Druckkammeruntersuchungen verwendete Ersatzkraftstoff Isooktan deutlich schlechtere Schmiereigenschaften als Benzin besitzt.

Abbildung 5.1 zeigt die Vorgehensweise bei der Auswertung der Druckkammeraufnahmen. Die Bestimmung der Strahlkegelwinkel erfolgte anhand der Mie-Streulicht-Rohbilder. Zur Ermittlung der Eindringtiefe der Flüssigphase wurde ein Konturplot der Mie-Streulicht-Aufnahmen erstellt. Hierzu wurde ein einheitlicher Schwellenwert für alle aus 30 Einzelaufnahmen gemittelten Bilder definiert, mit dessen Hilfe der Einspritzstrahl vom Hintergrundrauschen separiert wurde. Die Eindringtiefe selbst wurde definiert als Länge zwischen Injektorspitze und dem Ort des größten Abstands der zusammenhängenden Mie-Streulicht-Kontur von der Injektorspitze.



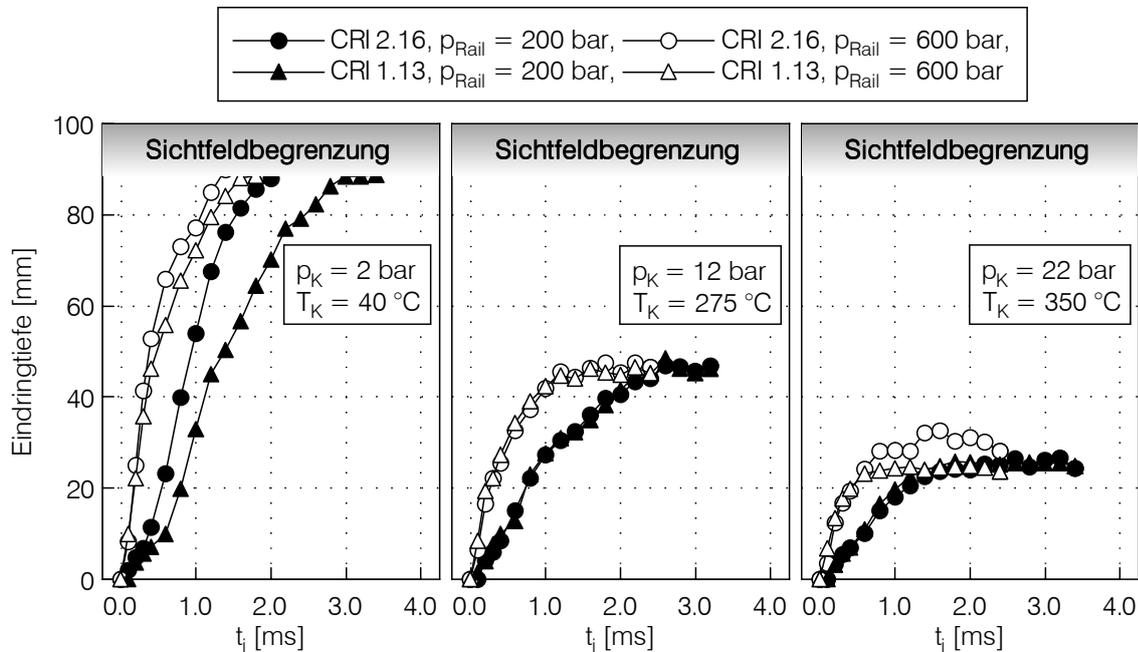
**Abbildung 5.1:** Bestimmung der Eindringtiefe, des Strahlkegelwinkels und der Dampfphase aus den Druckkammeraufnahmen

Die so definierten Flächen der Flüssigphase konnten anschließend mit Hilfe einer Bildkorrelation von den LIF-Aufnahmen abgezogen werden, um Aussagen über die Dampfphase treffen zu können. Die LIF-Aufnahmen des Einspritzstrahls wurden ebenfalls über einen Schwellenwert vom Hintergrundrauschen abgegrenzt. Die Festlegung der jeweils einheitlichen LIF- und Mie-Schwellenwerte kann jedoch auf Grund des fließenden Übergangs von flüssigem Strahlkern zu umgebender Atmosphäre nicht nach harten Kriterien vorgenommen werden. Sie erfolgt vielmehr innerhalb sinnvoller Grenzen willkürlich. Daher dienen die dargestellten Ergebnisse lediglich zur qualitativen Bewertung

der Unterschiede zwischen den Kraftstoffsprays. Im Folgenden werden die Messungen beider Injektoren- und Düsenvarianten jeweils bei Raildrücken von 200 bar und 600 bar gegenübergestellt.

### 5.1.1 Eindringtiefen der Flüssigphase

Die Eindringtiefe des Kraftstoffs in den Brennraum ist beim Verbrennungsmotor eine wichtige Größe in Bezug auf die Gemischbildung. Beim Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung sollte diese in der Regel möglichst kurz ausfallen, um eine Benetzung der Brennraumwände mit flüssigem Kraftstoff zu vermeiden. In Abbildung 5.2 sind die Eindringtiefen bei den drei oben erwähnten Kammerzuständen mit jeweils 200 bar und 600 bar Raildruck aufgetragen. Die einzelnen Bilder wurden vom Öffnungszeitpunkt bis zum Schließen des Injektors in einem Abstand von 200  $\mu\text{s}$  aufgenommen. Die Injektorbestromung erfolgte so lange, bis sich ein stationärer Einspritzstrahl ausgebildet hatte.



**Abbildung 5.2:** Eindringtiefen der Flüssigphase bis Ansteuerende des Injektors in Abhängigkeit des Kammerzustands und des Raildrucks

Anhand der dargestellten Verläufe ist zu erkennen, dass sich der Kraftstoff mit hohem Raildruck aufgrund des größeren Kraftstoffimpulses wesentlich schneller ausbreitet. Lediglich beim Kammerdruck von 2 bar ist auch ein Unterschied zwischen den beiden Injektoren zu erkennen, der mit 200 bar größer ausfällt als mit 600 bar. Dies ist neben der geänderten Düsengeometrie vermutlich auch auf die verschiedenen Injektorbauarten und deren Öffnungsverhalten zurückzuführen. Bei nur 2 bar Gegendruck ist die

absolute Eindringtiefe größer als 90 mm und lässt sich deshalb nicht bestimmen, da sie den von der Kamera durch das Sichtfenster erfassbaren Bereich überschreitet (vgl. Abb. 5.4).

Bei  $p_K = 12$  bar und  $T_K = 275$  °C sind keine Differenzen zwischen den Injektoren festzustellen. Bezüglich der Eindringgeschwindigkeit scheint die Verzögerung des Kraftstoffstrahls durch die höhere Gasdichte gegenüber den unterschiedlichen Injektoröffnungsverhalten zu dominieren. Die maximale stationäre Eindringtiefe ist bei beiden Injektoren gleich lang. Der vermutlich höhere Durchfluss in Folge des größeren Lochdurchmessers und HE-Grades des CRI 2.16 wird durch den schnelleren Strahlaufbruch aufgrund des kürzeren und konischen Düsenlochs kompensiert. Weiterhin kann keine Vergrößerung der Eindringtiefe des flüssigen Kraftstoffs bei dem höheren Einspritzdruck von 600 bar im Vergleich zu 200 bar beobachtet werden. Der höhere Impuls des Kraftstoffs wird ebenfalls durch einen schnelleren Strahlaufbruch ausgeglichen. Mit kleineren Tröpfchen und steigender Flüssigkeits-Weberzahl wird der Impuls des Kraftstoffs aufgrund des größeren Oberflächen-Volumenverhältnisses schneller abgebaut. Insgesamt sinkt die Eindringtiefe in Folge des um 10 bar höheren Gegendrucks gegenüber  $p_K = 2$  bar drastisch von über 90 mm um mindestens die Hälfte auf ca. 45 mm ab.

Wird der Kammerdruck um weitere 10 bar erhöht, reduziert sich die Eindringtiefe nochmals deutlich. Der Übergang zwischen Mie-Streulicht-Signal und Hintergrundrauschen verläuft jedoch bei  $T_K = 350$  °C und  $p_{\text{Rail}} = 600$  bar in Folge der schnellen Verdampfung sehr flach, der Übergang zwischen Flüssigphase und Umgebung verliert an Schärfe und die ermittelte Eindringtiefe an Eindeutigkeit. Daraus erklärt sich der Unterschied zwischen den Injektoren bei 600 bar Raildruck, der sich mit der Wahl eines höheren Schwellenwertes wieder verringern würde.

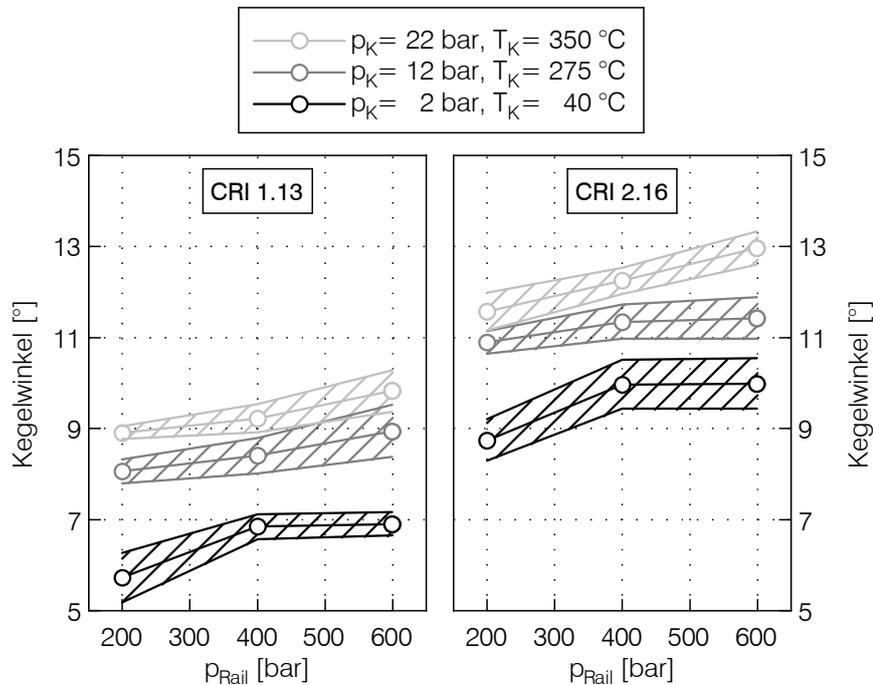
### 5.1.2 Düsennahe Strahlkegelwinkel

Ziel der neuen Düsenauslegung war ein schnellerer Strahlaufbruch, um eine schnellere und intensivere Durchmischung des flüssigen Kraftstoffstrahls mit der umgebenden Atmosphäre zu erreichen. Zur Bewertung des Strahlaufbruchs wurden die düsennahen Strahlkegelwinkel aus den Aufnahmen des Mie-Streulichts ermittelt. Diese wurden bei 200, 400 und 600 bar gegen Einspritzende gemessen, wenn sich ein stationärer Einspritzstrahl ausgebildet hatte. Aufgrund der nicht exakt kegelförmigen düsennahen Keulenform und des sehr steilen Kraftstoffkonzentrationsgradienten im Strahlrand ist die manuelle Messung des Kegelwinkels mit relativ großen Unschärfen behaftet. Aus diesem Grund sind in Abbildung 5.3 zusätzlich zu den Mittelwerten von jeweils fünf aufeinander folgenden Messdurchläufen auch die dazugehörigen Standardabweichungen angegeben.

Trotz der Messungenauigkeiten sind anhand der Kegelwinkelverläufe eindeutige Tendenzen abzuleiten. Sowohl mit dem Raildruck als auch mit steigendem Kammergegen-

druck vergrößert sich der düsennahe Kegelwinkel, unabhängig vom Düsendesign. Mit steigendem Einspritzdruck nimmt die Kraftstoffgeschwindigkeit in der Düse und am Düsenaustritt zu. Dadurch steigt die Turbulenz im Düsenloch (Gleichung 2.1) und die am Kraftstoffstrahl angreifenden Reibkräfte außerhalb der Düse (Gleichung 2.3) nehmen zu. Beide Effekte verstärken, wie in Abschnitt 2.2 erläutert, den Strahlaufbruch in Folge des intensivierten Primärzerfalls. Darüber hinaus steigt mit zunehmendem Gegenruck nach Gleichung 2.4 die Gasphasen-Weberzahl und der Sekundärzerfall wird verstärkt.

Zwischen den beiden Injektoren bzw. Düsen sind ebenfalls deutliche Unterschiede festzustellen. Aufgrund der geänderten Düsengeometrie mit verkürzten und konischen Spritzlöchern vergrößern sich die gemittelten Kegelwinkel unter allen Betriebsbedingungen um ca. 2,5 bis 3,0°. Die düsennahen Winkel der CRI 2.16-Düse liegen schon bei niedrigem Kammerdruck von 2 bar auf dem Niveau der CRI 1.13-Düse bei 22 bar. In Folge der Konizität nimmt die Kavitationsneigung im Spritzloch zu und die reduzierte Spritzlochlänge verkürzt die Wegstrecke zur Strömungsberuhigung im Spritzloch.



**Abbildung 5.3:** Düsennahe Kegelwinkel bei Ansteuerende des Injektors in Abhängigkeit der Kammertemperatur, des Kammerdrucks und des Raildrucks

Der Vergleich der Kegelwinkel zeigt, dass die Anpassungen der Düsengeometrie die beabsichtigten Effekte auf den düsennahen Strahlzerfall haben. Strahlkegelwinkel in der Größenordnung von bis zu 20°, die mit aktuellen Benzin-Hochdruckeinspritzventilen erreicht werden [10], können jedoch nicht dargestellt werden. Hierfür sind weiterführende Modifikationen an der Düse notwendig.

### 5.1.3 LIF-Signal der Gasphase

Mit Hilfe des LIF-Signals können zusätzlich zur Flüssigphase auch über die Gasphase und damit die Verdampfung des Sprays Informationen gewonnen werden. Unter der Voraussetzung geringer Laserlichtabsorption eines Sprays, die zu einer ideal gleichmäßigen Beleuchtung im Lichtschnitt führt, kann nach Talley u. a. [134] über die Intensität des von der Kamera aufgenommenen Fluoreszenzsignals auf die lokale Flüssigkeitskonzentration geschlossen werden. Aus diesen theoretischen Überlegungen ergibt sich weiterhin ein linearer Zusammenhang zwischen der LIF-Signalintensität  $I_{LIF}$  und dem Tropfenvolumen:

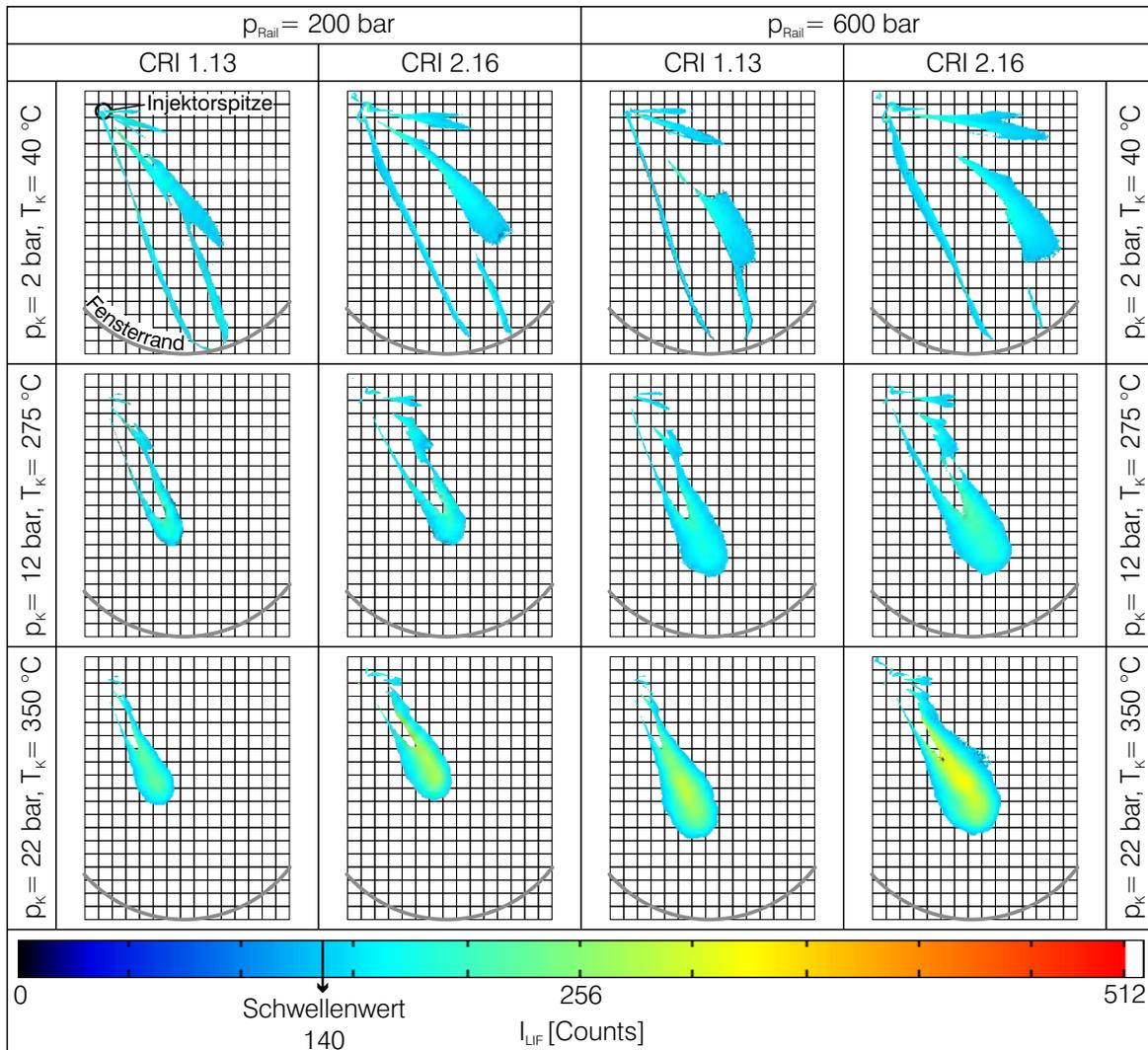
$$I_{LIF} = k_{LIF} D^3. \quad (5.1)$$

Dieser theoretische Zusammenhang kann bei sorgfältiger Wahl der Tracerkonzentration und nach entsprechender Kalibrierung experimentell nachvollzogen werden [77]. Aufgrund der Druck- und Temperaturabhängigkeit des LIF-Signals muss der Proportionalitätsfaktor bei Veränderung der Randbedingungen jeweils neu kalibriert werden. Für die Untersuchungen der vorliegenden Arbeit wurde keine Kalibrierung zur quantitativen Angabe von lokalen Kraftstoffkonzentrationen oder Tropfendurchmessern vorgenommen. Qualitative Unterschiede zwischen den Sprays der beiden Düsenvarianten können jedoch auch ohne Kalibrierung in Abhängigkeit der Kammerbedingungen aufgezeigt werden.

Abbildung 5.4 zeigt die Intensitätsverteilungen der LIF-Signale der Einspritzstrahlen in Falschfarben abzüglich der mittels Mie-Streulicht ermittelten Flächen der flüssigen Strahlkerne mit 200 bar und 600 bar Raildruck bei den drei oben besprochenen Kammerbedingungen. Dargestellt sind jeweils gleiche Ansteuerzeitpunkte mit voll ausgebildeter Strahlkeule kurz vor dem Schließen des Injektors. Zu beachten ist, dass über die eingespritzte bzw. in den Aufnahmen sichtbare Kraftstoffmasse aufgrund der unterschiedlichen Ventilöffnungsverhalten der CR-Injektoren und der unterschiedlichen statischen Düsendurchflüsse keine Aussagen getroffen werden können. Die hierfür notwendige Messung des Einspritzratenverlaufs war in dieser Arbeit nicht möglich. Um die Gasphase des Sprays vom Hintergrundrauschen zu trennen, wurden Bildinformationen unterhalb eines einheitlichen Schwellenwertes von 140 Counts eliminiert. Zur besseren Orientierung ist den Aufnahmen ein unskaliertes Gitternetz und die Position des Fensterrands des optischen Zugangs hinterlegt. In Folge der Lichtstreuung sind neben dem im Lichtschnitt liegenden Einspritzstrahl weitere Kraftstoffkeulen vor und hinter dem Lichtschnitt zu sehen. Dies erschwert eine klare Trennung der einzelnen Strahlen, vor allem im düsen nahen Bereich. Der flüssige Strahlkern und der düsenferne Strahlbereich heben sich jedoch eindeutig von der Umgebung ab.

Trotz teilweiser Überlagerung des düsen nahen Sprays bei  $p_K = 2$  bar und  $T_K = 40$  °C ist anhand der düsenfernen Keulenbreite zu erkennen, dass der Einspritzstrahl beim CRI 2.16 mit konischem Spritzloch tendenziell weiter auffächert. Auch das stärkere

Einstreuen von Fluoreszenzleuchten aus den Nachbarkeulen trotz einer um  $18^\circ$  größeren Lücke zum nächstgelegenen Einspritzstrahl (vgl. Abb. 3.2) deutet auf einen weiteren Strahlaufruch hin. Der gleiche Effekt ist bei beiden Düsen mit der Raildruckanhebung von 200 bar auf 600 bar zu erkennen. Insbesondere beim CRI 2.16 bildet sich mit hohem Einspritzdruck eine breitere Strahlspitze aus.



**Abbildung 5.4:** LIF-Intensitäten der Sprays beider Injektor-/Düsenvarianten abzüglich der Flüssigphase in Abhängigkeit der Druckkammerbedingungen und des Raildrucks

Mit dem Kammerdruck von 12 bar und der Kammertemperatur von  $275^\circ \text{C}$  verkürzt sich die Eindringtiefe des Kraftstoffs merklich. Anhand der Aufnahmen ist zu erkennen, dass der flüssige Strahlkern mit seiner hohen Kraftstoffmassenkonzentration durch Erhöhung des Einspritzdrucks von 200 bar auf 600 bar nicht weiter in die Druckkammer eindringt, sich die Penetration inklusive des Dampfanteils in Folge des höheren



Für eine aussagekräftige Gegenüberstellung des Verdampfungsverhaltens müssten jedoch vergleichbare Einspritzmengen und -zeitpunkte betrachtet werden. Außerdem wären für die isolierte Betrachtung eines einzelnen Einspritzstrahls zudem sowohl beim CRI als auch beim HDEV Düsen mit nur einem Spritzloch hilfreich, um Streulicht benachbarter Strahlkeulen zu verhindern. Um sich mit dem verwendeten Dieselinjektor weiter einem otto-typischen Spray anzunähern, wären nochmals größere Veränderungen an der Düsengeometrie notwendig. Ein Ansatz könnte der Umstieg auf eine Düse mit flacherer Kuppe sein, um die Löcher durch einen steileren Durchtritt durch die Kuppenwandung zu verkürzen (vgl. Abb. 3.2). Von Vorteil für den Strahlaufbruch wären auch eine größere Konizität oder gestufte Spritzlöcher. Solche Lochgeometrien stellen mit aktuell im Dieselmotorbereich in Serie befindlichen Fertigungsverfahren allerdings noch eine große Herausforderung dar.

## 5.2 Thermodynamische Untersuchungen am Einzylindermotor

Im folgenden Kapitel werden die motorischen Untersuchungen zum Katalysatorheizbetrieb an dem in Abschnitt 3.1 beschriebenen Einzylinderforschungsaggregat diskutiert. Die Betrachtungen wurden anhand verschiedener Parametervariationen sowohl thermodynamisch als auch mit optischen Analysemethoden vorgenommen. Soweit nicht explizit erwähnt, galten für die stationären Messungen abseits der variierten Parameter die in Tabelle 5.1 angegebenen konstanten Randbedingungen. Für die Partikelanzahlkonzentration werden lediglich Partikel mit Durchmessern größer 23 nm berücksichtigt.

**Tabelle 5.1:** Betriebsparameter für stationäres Katalysatorheizen

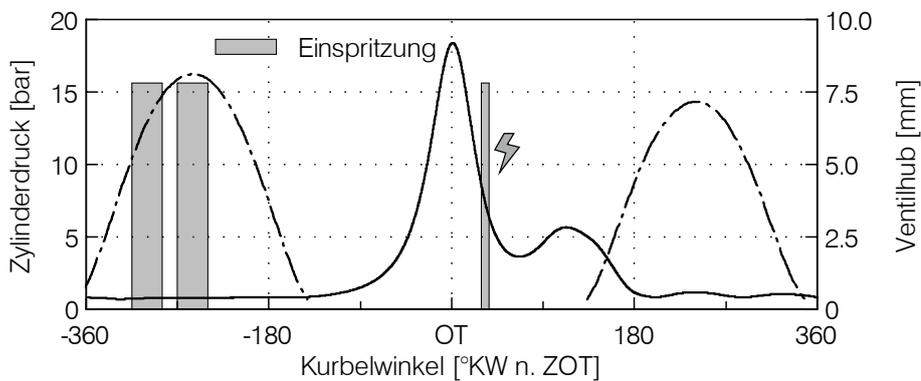
Drehzahl $n$	1200	$^1/\text{min}$
indizierter Mitteldruck $p_{mi}$	1,8	bar
Luft-Kraftstoffverhältnis $\lambda$	1,05	-
Kühlwassertemperatur $T_{KW, \text{ein}}$	$30^{+2}$	$^{\circ}\text{C}$

Ziel der Parametervariationen war es, den Einfluss des Einspritzdrucks auf die Verbrennung und die Abgasrohmissionen bei unterschiedlichen Luft-Kraftstoffverhältnissen, Einspritzzeitpunkten und Zündwinkeln zu untersuchen. Hierfür wurde das Konzept des Magerkatalysatorheizens ohne Sekundärlufteinblasung verfolgt (vgl. Abschnitt 2.4). Bei den vorgestellten Ergebnissen kann im Wesentlichen zwischen zwei Einspritzstrategien unterschieden werden. Die erste Variante hatte eine weitgehende Homogenisierung des Grundgemisches zum Ziel. Daher wurde der Kraftstoff möglichst früh während des Saughubs in den Brennraum eingebracht. Als Gegensatz dazu wurde eine weitere Variante mit einer sehr späten Einspritzung am Ende des Kompressionshubs gewählt, um gezielt eine starke Inhomogenität des Luft-Kraftstoffgemisches im Brennraum zu erzeugen. In beiden Fällen wurde zusätzlich eine Einspritzung nahe dem Zündzeitpunkt verwendet, die eine zuverlässige Entflammung des Grundgemisches garantierte. Zur detaillierteren Analyse der Gemischbildung sowie der Ruß- bzw. Partikelquellen im Brennraum wurden Hochgeschwindigkeitsaufnahmen des Einspritzstrahls und des Rußeigenleuchtens über die im Versuchsaggregat vorhandenen Endoskopzugänge aufgezeichnet.

### 5.2.1 Katalysatorheizen mit Saughubeinspritzung

Wie in Abschnitt 2.4 beschrieben, kommen bei aktuell im Markt befindlichen Motoren je nach Einspritztechnologie unterschiedliche Einspritzstrategien während der Katalysatorheizphase zur Anwendung. Für die Grundlagenuntersuchungen zum Einfluss des

Einspritzdrucks auf das Magerkatalysatorheizen wurde zunächst eine Einspritzstrategie mit einer Dreifacheinspritzung gewählt. Ein Großteil der Kraftstoffmasse wurde in zwei gleich langen, möglichst frühen Einspritzungen mit minimalem zeitlichen Abstand während des Saughubs in den Brennraum eingebracht, um ein möglichst homogenes Grundgemisch zu erzeugen. Die Aufteilung der Kraftstoffmenge diente zur Reduzierung der Eindringtiefe des Kraftstoffsprays. Die Einspritzzeitpunkte wurden hierfür in Voruntersuchungen im gewählten Parameterbereich hinsichtlich geringer Verbrennungsschwankungen und Abgasrohmissionen optimiert. Maßgeblich hierfür ist bei der Saughubeinspritzung der frühest mögliche Einspritzzeitpunkt ohne direkte Kolbenbodenbenetzung. Eine dritte, sehr kurze Einspritzung wurde zur Stabilisierung der Entflammung nahe des Zündzeitpunkts appliziert (siehe Abbildung 5.6). Das optimale Ansteuerende des Injektors lag bei allen Messungen  $1^\circ\text{KW}$  vor dem Zündzeitpunkt.



**Abbildung 5.6:** Einspritzzeiten beim Katalysatorheizen mit homogenem Grundgemisch

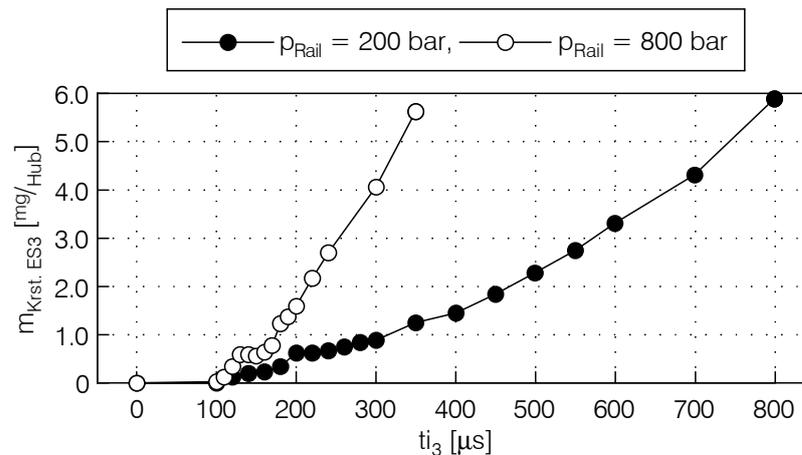
### Einfluss der zündungsnahen Einspritzung

Die späten Zündzeitpunkte von  $20^\circ\text{KW n. ZOT}$  bis  $40^\circ\text{KW n. ZOT}$  während der Katalysator-Heizphase führen aufgrund der niedrigen Gasdichten und -temperaturen zu einer instabilen Entflammung des Luft-Kraftstoffgemisches. Diesen schlechten Entflammungsbedingungen kann mit dem zündungsnahen Absetzen einer Einspritzung entgegengewirkt werden. Die zusätzlich eingebrachte Kraftstoffmasse führt nicht nur zu einer gezielten Anfettung im Bereich des Zündortes. Der Impuls des eingespritzten Kraftstoffs erhöht dort auch das Turbulenzniveau. Dies wirkt sich stabilisierend auf die erste Phase der Verbrennung aus, sofern der Zündfunke nicht übermäßig verweht wird. Allerdings steht für die Aufbereitung dieser zündungsnah eingespritzten Kraftstoffmasse nur eine sehr kurze Zeit zur Gemischbildung zur Verfügung. Des Weiteren ist die freie Weglänge für den Einspritzstrahl aufgrund der OT-nahen Position des Kolbens eingeschränkt. Somit besteht die Gefahr einer Kolbenbodenbenetzung mit flüssigem Kraftstoff. Beide Faktoren können beim Einsatz einer zündungsnahen Einspritzung zu stark erhöhten Ruß- bzw. Partikelemissionen führen. Daher sollte die Kraftstoffmasse

mit Rücksicht auf die Abgasemissionen so gering wie möglich gehalten werden, jedoch so groß wie nötig, um eine zuverlässige Entflammung zu gewährleisten.

Abbildung 5.7 zeigt den Zusammenhang zwischen Ansteuerdauer und eingespritzter Kraftstoffmasse beim verwendeten CRI 2.16 am Beispiel von 200 bar und 800 bar Raildruck sowie einem Gegendruck im Zylinder von ca. 10 bar. Die Daten wurden mit der am Motorenprüfstand verbauten Kraftstoffverbrauchsmessanlage ermittelt. Die untere Messbereichsgrenze der PLU 121 betrug  $1,3 \text{ g}/\text{min}$ , was bei einer Drehzahl von  $1200 \text{ 1}/\text{min}$  einer Einspritzmenge von  $2,2 \text{ mg}/\text{Zyklus}$  entspricht. Zur Bestimmung der eingespritzten Kraftstoffmasse wurde die oben beschriebene Dreifacheinspritzung verwendet, wobei sich die minimale Einspritzmenge mit  $t_{i3} = 0 \text{ }\mu\text{s}$  zu ca.  $21 \text{ mg}/\text{Zyklus}$  ergab und somit im Messbereich der Kraftstoffverbrauchsmessanlage lag. Über die Verbrauchsdifferenz bei Verlängerung der Ansteuerdauer der dritten Einspritzung konnte die zündungsnah eingespritzte Kraftstoffmasse bestimmt werden.

Die Ergebnisse zeigen einen ersten Kraftstoffmassenstrom bei einer minimalen Ansteuerdauer von  $120 \text{ }\mu\text{s}$  bei 200 bar bzw.  $110 \text{ }\mu\text{s}$  bei 800 bar Raildruck. Daran schließt sich bei einer Kraftstoffmasse von deutlich unter  $1 \text{ mg}$  pro Nadelhub der Bereich des ballistischen Nadelhubs an, in dem die Ansteuerdauer zu kurz ist, um die Düsenadel vollständig bis zum vollen Hub zu öffnen. Oberhalb des ballistischen Bereichs steigt die Kraftstoffmasse erwartungsgemäß näherungsweise linear mit der Ansteuerdauer an.

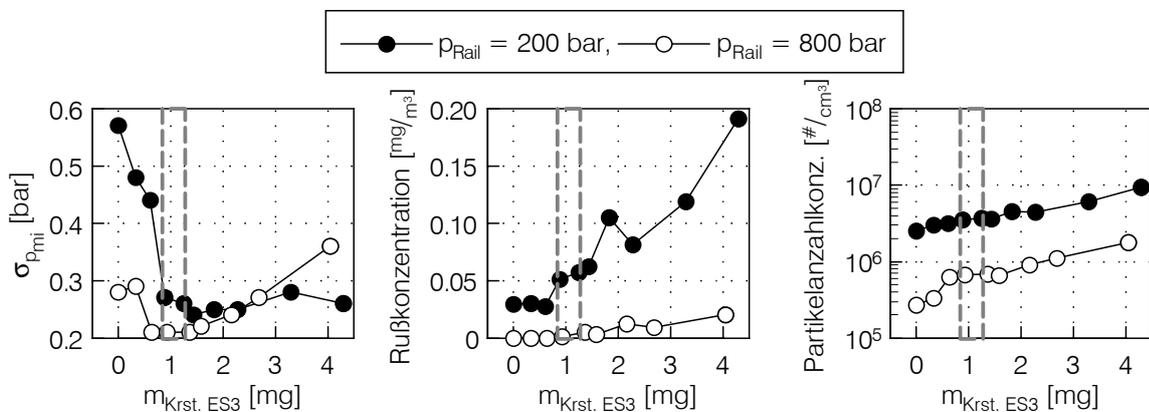


**Abbildung 5.7:** Eingespritzte Kraftstoffmasse des CRI 2.16 in Abhängigkeit der Injektoransteuerdauer bei 200 bar und 800 bar Raildruck,  $p_{\text{Zyl}} \approx 10 \text{ bar}$

Die Sensitivität der zyklischen Schwankungen und Partikelanzahlemissionen auf die Kraftstoffmasse der zündungsnahen Einspritzung wurde im Anschluss ebenfalls bei 200 bar und 800 bar Raildruck untersucht. Zündzeitpunkt und Luft-Kraftstoffverhältnis wurden hierfür unabhängig von Raildruck und Dauer der zündungsnahen Einspritzung bei  $20^\circ\text{KW}$  n. ZOT bzw.  $\lambda = 1,05$  konstant gehalten. Die Last wurde auf jeweils  $p_{\text{mi}} = 1,8 \text{ bar}$  bei ca.  $1 \text{ mg}$  zündungsnah eingespritzter Kraftstoffmasse eingestellt und

der Saugrohrdruck für die anschließende Variation nicht mehr verändert. Wie in Abbildung 5.8 zu sehen, ist ein aussetzerfreier Betrieb ( $\sigma_{p_{mi}} < 0,4$  bar) bei 200 bar Raildruck ohne zündungsnah Einspritzung nicht möglich. Mit der Zündungsnah Einspritzung kann die Entflammung des mageren Gemisches jedoch äußerst wirksam stabilisiert werden. Bis zu einer Kraftstoffmasse von ca. 0,9 mg fallen die zyklischen Schwankungen des indizierten Mitteldrucks deutlich. Für zündungsnah Einspritzungen über 1 mg ist jedoch keine weitere Verbesserung der Verbrennungsstabilität mehr zu verzeichnen. Die Partikelanzahlkonzentration steigt im Gegenzug mit zunehmender Kraftstoffmasse stetig von ca.  $3 \cdot 10^6 \text{ \#/cm}^3$  auf über  $1 \cdot 10^7 \text{ \#/cm}^3$ . Die Rußkonzentration im Abgas folgt den Partikelemissionen und steigt ebenfalls signifikant mit längerer Einspritzdauer.

Mit 800 bar Raildruck zeigt sowohl die Ruß- als auch die Partikelanzahlkonzentration im Abgas eine geringere Sensitivität auf die Erhöhung der Kraftstoffmasse der zündungsnah Einspritzung. Die Partikelemission liegt zwischen ca.  $3 \cdot 10^5 \text{ \#/cm}^3$  und  $2 \cdot 10^6 \text{ \#/cm}^3$  und damit näherungsweise eine Größenordnung unterhalb der Konzentrationen mit 200 bar Raildruck. In Folge der veränderten Gemischbildung mit 800 bar Raildruck ist auch ohne zündungsnah Einspritzung ein nahezu aussetzerfreier Betrieb möglich. Dieser lässt sich jedoch mit zündungsnah eingespritzten Kraftstoffmassen bis ca. 2 mg unter Inkaufnahme einer erhöhten Partikelkonzentration nochmals deutlich stabilisieren. Zündungsnah Einspritzungen über 2 mg Kraftstoffmasse führen mit höherem Einspritzdruck zum erneuten Ansteigen der zyklischen Schwankungen. Es besteht die Vermutung, dass der gegenüber 200 bar erhöhte Kraftstoffimpuls bei großen Einspritzmengen die Turbulenz über das optimale Niveau hinaus erhöht und dadurch die Entflammungsbedingungen wieder verschlechtert werden.



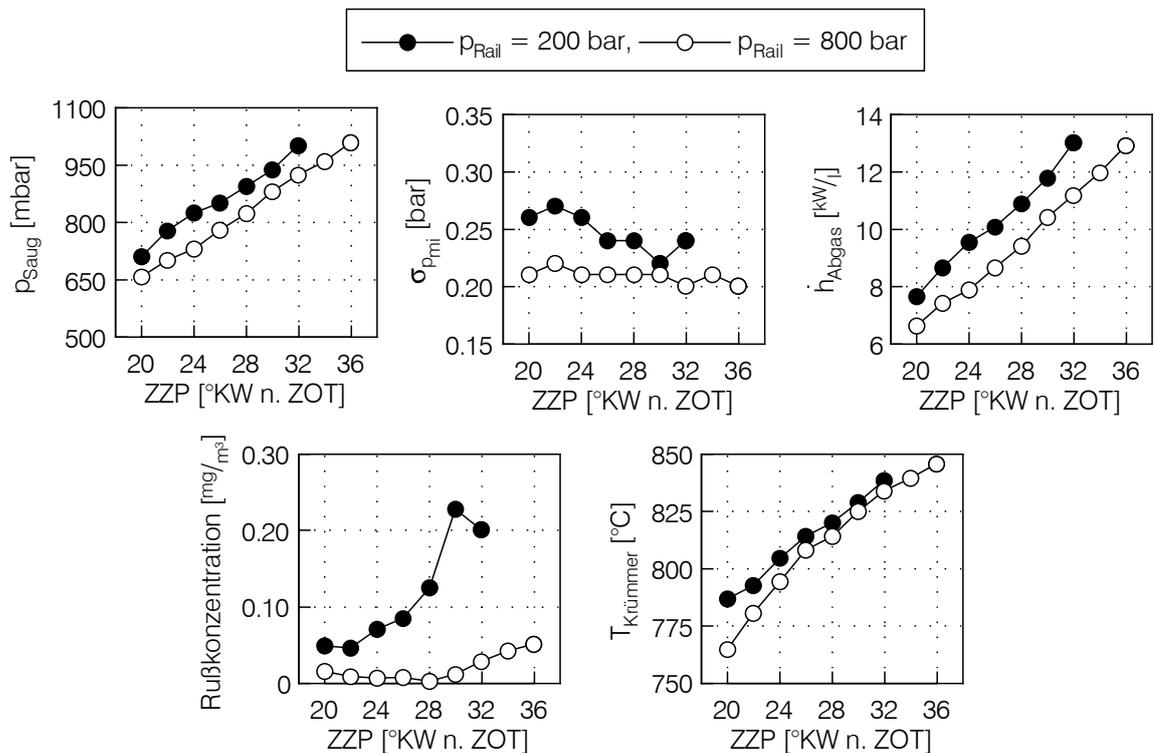
**Abbildung 5.8:** Einfluss der zündungsnah eingespritzten Kraftstoffmasse bei konstantem Saugrohrdruck und ZPP = 20 °KW n. ZOT

Die Ergebnisse der beiden Variationen zeigen sowohl bei niedrigem als auch bei hohem Einspritzdruck in der Größenordnung von 1 mg zündungsnah eingespritzter Kraftstoffmasse einen stabilen Bereich, der einen guten Kompromiss zwischen geringen Partikelemissionen und niedrigen zyklischen Schwankungen der Verbrennung bietet. Für alle in dieser Arbeit untersuchten Betriebspunkte von 200 bar bis 800 bar Raildruck wurde

deshalb die zündungsnah eingespritzte Kraftstoffmasse über entsprechende raildruck-abhängige Ansteuerdauern auf ca. 1 mg eingestellt.

### Einfluss des Zündzeitpunkts

Ziel des Katalysatorheizbetriebs ist es, bei niedrigen Abgasrohmissionen und akzeptabler Laufruhe einen möglichst hohen Abgasenthalpiestrom für die Erwärmung des Katalysators bereitzustellen. Die erforderlichen Abgastemperaturen und -massenströme werden über die Spätverstellung der Zündung weit über den oberen Totpunkt des Hochdruckprozesses hinaus erreicht. Abbildung 5.9 zeigt hierzu eine Zündzeitpunktvariation bei 200 bar und 800 bar Raildruck. Beginnend bei 20 °KW n. ZOT wurde der Zündwinkel in Richtung spät verschoben. Der spätest mögliche Zündzeitpunkt ist dabei durch die vollständige Entdrosselung des Motors gegeben, bei der noch ein indizierter Mitteldruck von  $p_{mi} = 1,8$  bar dargestellt werden kann. Eine weitere Verschiebung der Verbrennung führt zu einem über den Saugrohrdruck nicht mehr kompensierbaren Absinken der Motorlast.



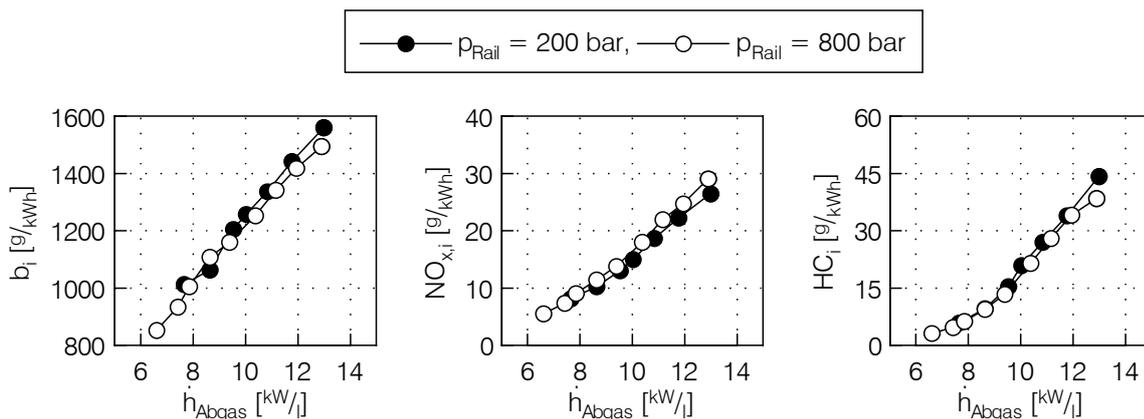
**Abbildung 5.9:** Einfluss des Zündzeitpunkts bei konstanter Last von  $p_{mi} = 1,8$  bar und  $\lambda = 1,05$

Entsprechend der Variation der zündungsnah eingespritzten Kraftstoffmasse liegen die zyklischen Schwankungen der Verbrennung mit 800 bar Raildruck über die gesamte Variationsbreite hinweg auf niedrigerem Niveau verglichen mit dem Raildruck von

200 bar. Die Sensitivität der Laufruhe gegenüber dem Zündwinkel ist mit hohem Einspritzdruck im Bereich der Messgenauigkeit vernachlässigbar. Mit 200 bar Raildruck sinken die zyklischen Schwankungen bei späten Zündwinkeln tendenziell ab. Wie erwartet, nimmt der Abgasenthalpiestrom mit Spätverstellung der Zündung kontinuierlich zu, da sowohl die Abgastemperatur als auch der Massenstrom ansteigen. Der Abgasenthalpiestrom lässt sich am Versuchsträger so bis zu einem Maximum von ca.  $13 \text{ kW/l}$  erhöhen. Auch auf den Massenumsatz zeigt der Einspritzdruck einen deutlich erkennbaren Einfluss. Anhand der Differenz des Saugrohrdrucks ist zu beobachten, dass für gleiche Last bei identischen Zündwinkeln mit niedrigerem Einspritzdruck größere Zylinderfüllungen notwendig sind. Daraus resultieren nicht nur höhere Abgastemperaturen und größere Abgasmassenströme mit 200 bar Raildruck bei gleichem Zündwinkel. Auch ergibt sich bei 1,8 bar indiziertem Mitteldruck eine um  $4^\circ \text{KW}$  verschobene maximal mögliche Spätverstellung des Zündwinkels mit 800 bar Raildruck.

Die Rußkonzentration steigt mit späten Zündzeitpunkten an, trotz der größeren freien Weglänge für die zündungsnah Einspritzung zwischen Injektor und Kolbenboden. Brennraumgedruck und -temperatur fallen jedoch nach dem oberen Totpunkt wieder ab, was einerseits die Eindringtiefe des Sprays erhöht und andererseits die Verdampfung des zündungsnah eingespritzten Kraftstoffs verlangsamt. Zudem steht dem während der Verbrennung gebildeten Ruß bei späten Zündwinkeln weniger Zeit zur Nachoxidation bis zum Öffnen der Auslassventile zur Verfügung. Den Rußemissionen kann durch eine Einspritzdruckerhöhung in Folge der beschleunigten Gemischbildung unabhängig vom Zündwinkel wirksam begegnet werden.

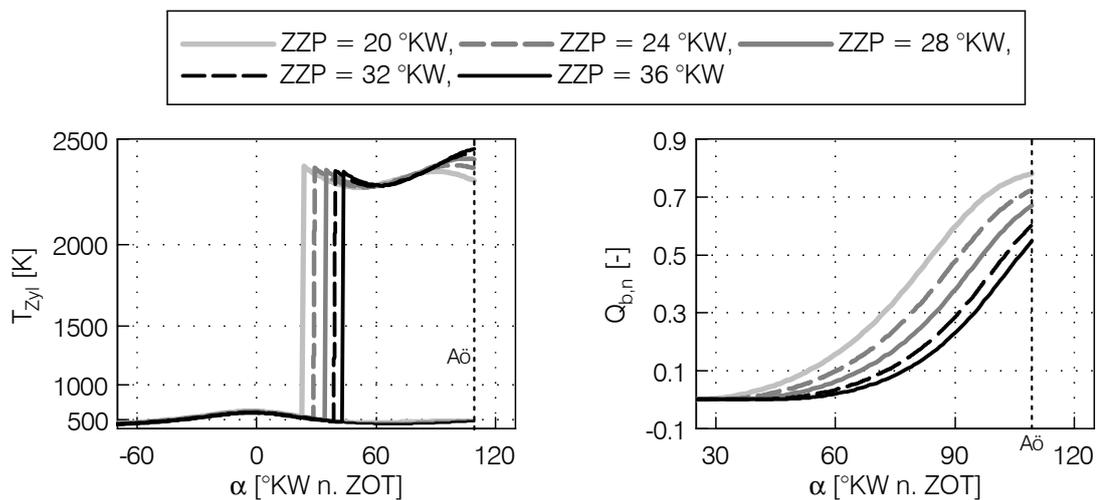
Bezogen auf den Abgasenthalpiestrom ergeben sich für beide Raildrücke vergleichbare spezifische Verbräuche (siehe Abb. 5.10). Auch die Stickoxidemissionen sowie die Emissionen von Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen zeigen sich weitgehend unabhängig vom Einspritzdruck. Die Stickoxidemissionen nehmen in Richtung späterer Verbrennungsschwerpunktlagen zu, da die Gastemperaturen in der verbrannten Zone mit verschleppter Verbrennung und größerer Füllung ansteigen.



**Abbildung 5.10:** Spez. Kraftstoffverbrauch sowie  $\text{NO}_x$ - und HC-Emissionen in Abhängigkeit des Abgasenthalpiestroms bei  $p_{mi} = 1,8 \text{ bar}$  und  $\lambda = 1,05$

Dies geht, wie in Abbildung 5.11 dargestellt, aus der zweizonigen Brennverlaufsanalyse für die Zündzeitpunkte 20 °KW n. ZOT bis 36 °KW n. ZOT bei 800 bar Raildruck hervor. Zudem sinkt der Restgasgehalt im Brennraum mit zunehmender Entdrosselung kontinuierlich von 6,4 % auf 3,5 %.

Der steile Anstieg der HC-Emissionen resultiert aus dem hohen Anteil an Kraftstoff, der in Folge der verschleppten Verbrennung bis zum Zeitpunkt „Auslassventile öffnen“ bei 110 °KW n. ZOT noch nicht umgesetzt wurde. Während bei einem Zündzeitpunkt von 20 °KW n. ZOT immerhin noch 78 % der Kraftstoffmasse bis zu Beginn des Ladungswechsels verbrannt werden, sinkt der Anteil bei einem Zündwinkel von 36 °KW n. ZOT auf lediglich 55 % (siehe normierte Summenbrennverläufe, Abb. 5.11 rechts). Die ansteigenden Abgastemperaturen und die Verweildauer im Auslasskrümmer reichen nicht aus, um die großen Mengen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen mit Hilfe des Sauerstoffüberschusses im Abgas auf dem Weg bis zur Abgasentnahme vollständig nachzuoxidieren. Folglich sind bezüglich der Stickoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen keine Vorteile aus einer Einspritzdruckerhöhung zu erkennen. Die Reduzierung der Rußemissionen und der zyklischen Schwankungen ist jedoch signifikant.

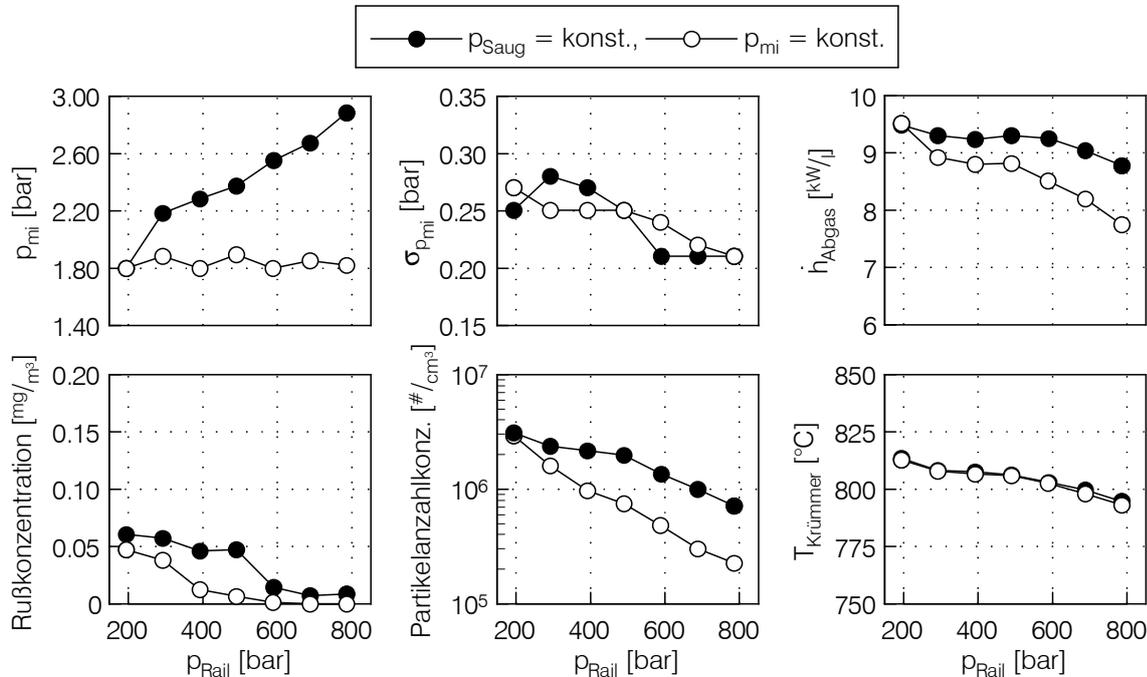


**Abbildung 5.11:** Gastemperaturen in der verbrannten und unverbrannten Zone sowie normierte Summenbrennverläufe bei  $p_{mi} = 1,8$  bar,  $p_{Rail} = 800$  bar und  $\lambda = 1,05$

### Einfluss des Raildrucks

Der Einfluss des Raildrucks  $p_{Rail}$  bzw. des an der Injektordüse anliegenden Einspritzdrucks auf die Verbrennung mit homogenem Grundgemisch wurde anhand zweier Raildruckvariationen bei konstantem Zündzeitpunkt und Luft-Kraftstoffverhältnis näher untersucht. Wie bereits anhand der beiden Zündwinkelvariationen ersichtlich, besitzt

der Massenumsatz eine starke Abhängigkeit vom Einspritzdruck. Aus diesem Grund wurden Untersuchungen sowohl mit konstanter indizierter Last als auch mit konstantem Saugrohrdruck durchgeführt, um den Einfluss des Raildrucks isoliert betrachten zu können. Abbildung 5.12 zeigt Ergebnisse beider Messreihen, in denen der Druck jeweils ausgehend von 200 bar in 100 bar Schritten bis auf 800 bar angehoben wurde.



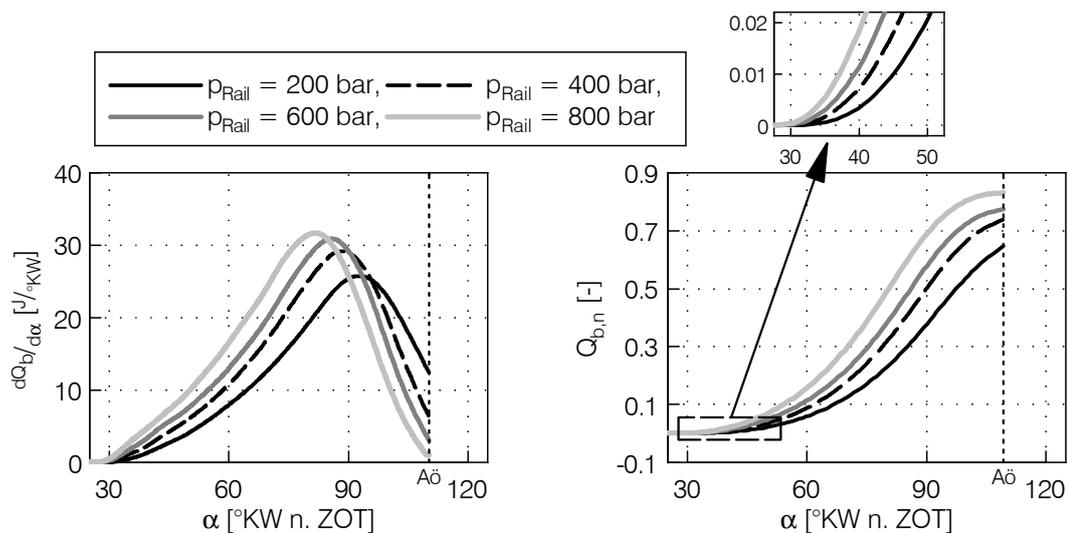
**Abbildung 5.12:** Einfluss des Raildrucks bei ZP = 24 °KW n. ZOT und  $\lambda = 1,05$  mit und ohne Anpassung der Last auf  $p_{mi} = 1,8$  bar

Wie zu erkennen ist, sinken die zyklischen Schwankungen der Verbrennung mit steigendem Einspritzdruck, unabhängig davon, ob der Saugrohrdruck oder der indizierte Mitteldruck konstant gehalten wird. Die sich verbessernde Gemischaufbereitung führt jedoch nicht nur zu einer stabileren Verbrennung. Auch die Ruß- und Partikelanzahlkonzentration im Abgas fällt kontinuierlich, je höher der Einspritzdruck gewählt wird. Die Partikelanzahlkonzentration sinkt bei konstanter Last mit abnehmender Füllung auf Werte im niedrigen  $10^5$ er Bereich. Gleichzeitig fällt die Rußkonzentration bis zur Nachweisgrenze ab. Auch mit unverändertem Saugrohrdruck sinken die Ruß- und Partikelemissionen bei hohen Raildrücken, in Folge der längeren Einspritzdauern allerdings weniger signifikant. Gleiches gilt für den Abgasenthalpiestrom. Die Abweichungen im Abgasenthalpiestrom mit und ohne Lastanpassung resultieren alleine aus der Differenz der Massenströme, denn die Abgastemperaturen bewegen sich auf gleichem Niveau.

Die beiden Messreihen verdeutlichen die Abhängigkeit des Massenumsatzes vom Einspritzdruck. Abbildung 5.13 zeigt hierzu die Wärmefreisetzungsraten und normierten

Summenbrennverläufe in Schritten von jeweils 200 bar Raildruck. Die feinere Zerstäubung des Kraftstoffs resultiert in kleineren Kraftstofftröpfchen, die unter den erschweren Bedingungen im kalten Motor schneller verdunsten bzw. verdampfen. Dadurch entsteht ein homogeneres Luft-Kraftstoffgemisch, dessen schnellere Wärmefreisetzungsrate zu einem früheren und höheren Massenumsatz führt. Ferner steigt mit dem Einspritzdruck der Impuls der Zündinspritzung und damit das Turbulenzniveau in der Entflammungsphase. Der Brennverzug (2% Massenumsatz), der von der zündungsnahen Einspritzung maßgeblich beeinflusst wird, verkürzt sich dadurch von 200 bar bis 800 bar Raildruck um ca. 9°KW.

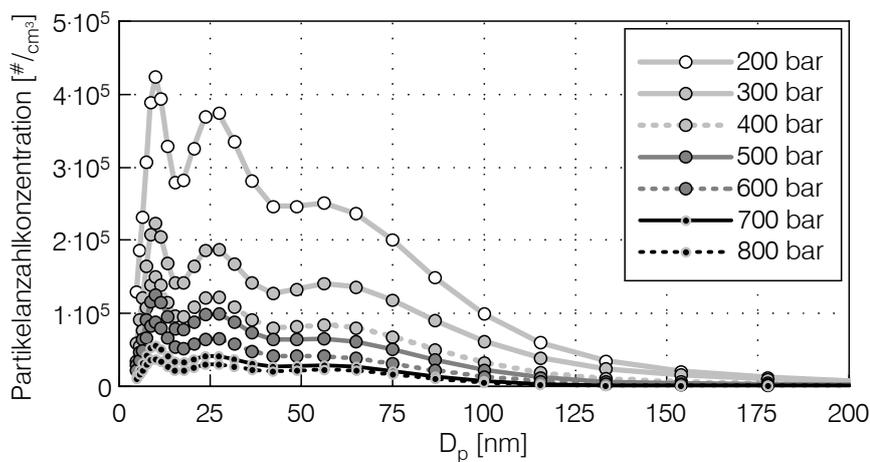
Insgesamt führt dies zu der beobachteten Laststeigerung bei konstantem Saugrohrdruck. Gleichzeitig wird der Anteil noch unverbrannten Kraftstoffs zum Zeitpunkt „Auslassventile öffnen“ reduziert. Durch den höheren indizierten Wirkungsgrad fällt jedoch auch die Abgastemperatur unabhängig von der Last deutlich ab. Der gleiche Effekt ist in [58] bei der Erhöhung des Einspritzdrucks von 120 bar auf 200 bar an einem seriennahen Vollmotor dargestellt. Um den Abgasenthalpiestrom mit hohen Raildrücken wieder anzuheben, muss der Zündwinkel, wie bereits erwähnt, zu späteren Zeitpunkten hin verschoben werden.



**Abbildung 5.13:** Wärmefreisetzungsraten und normierte Summenbrennverläufe in Abhängigkeit des Raildrucks bei  $ZYP = 24^\circ\text{KW n. ZOT}$  und konstantem Saugrohrdruck

Abbildung 5.14 zeigt die Größenverteilung inklusive der Partikel kleiner 23 nm Durchmesser in Abhängigkeit des Raildrucks. Alle Verläufe weisen zwei lokale Maxima im Bereich des Nukleationsmodus bei ca. 10 nm und 25 nm auf. Daran schließt sich mit einer leichten Überhöhung bei ca. 60 nm ein kontinuierlicher Abfall der Partikelkonzentration an. Oberhalb von 200 nm bis 1000 nm sind keine nennenswerten Partikelkonzentrationen mehr messbar. Die Größenverteilung zeigt somit einen untypischen

Verlauf, der in einschlägiger Literatur nicht wiedergefunden werden konnte. Messungen von Dageförde u. a. [20] zeigen jedoch im Katalysatorheizbetrieb mit Benzin-Mehrlochinjektor trotz differierender Abgasvorkonditionierung und Klassierereinheit ebenfalls einen deutlichen Peak in der Größenverteilung bei 10 nm und maximale Durchmesser von 200 nm. Auch bilden sich je nach Kraftstoff und Einspritzstrategie zwei weitere lokale Maxima im Bereich von 20 nm und 60 nm aus. Die Größenverteilung ist daher vermutlich auf spezifische Randbedingungen des Katalysatorheizbetriebs zurückzuführen. Die Steigerung des Einspritzdrucks bewirkt im vorliegenden Fall eine Reduzierung der Partikelanzahl über das gesamte Größenspektrum hinweg, wobei die Lage und Anzahl der lokalen Maxima erhalten bleiben. Eine Verschiebung der Größenverteilung hin zu kleinen Durchmessern oder eine Zunahme an kleinsten Partikeln kann nicht festgestellt werden.



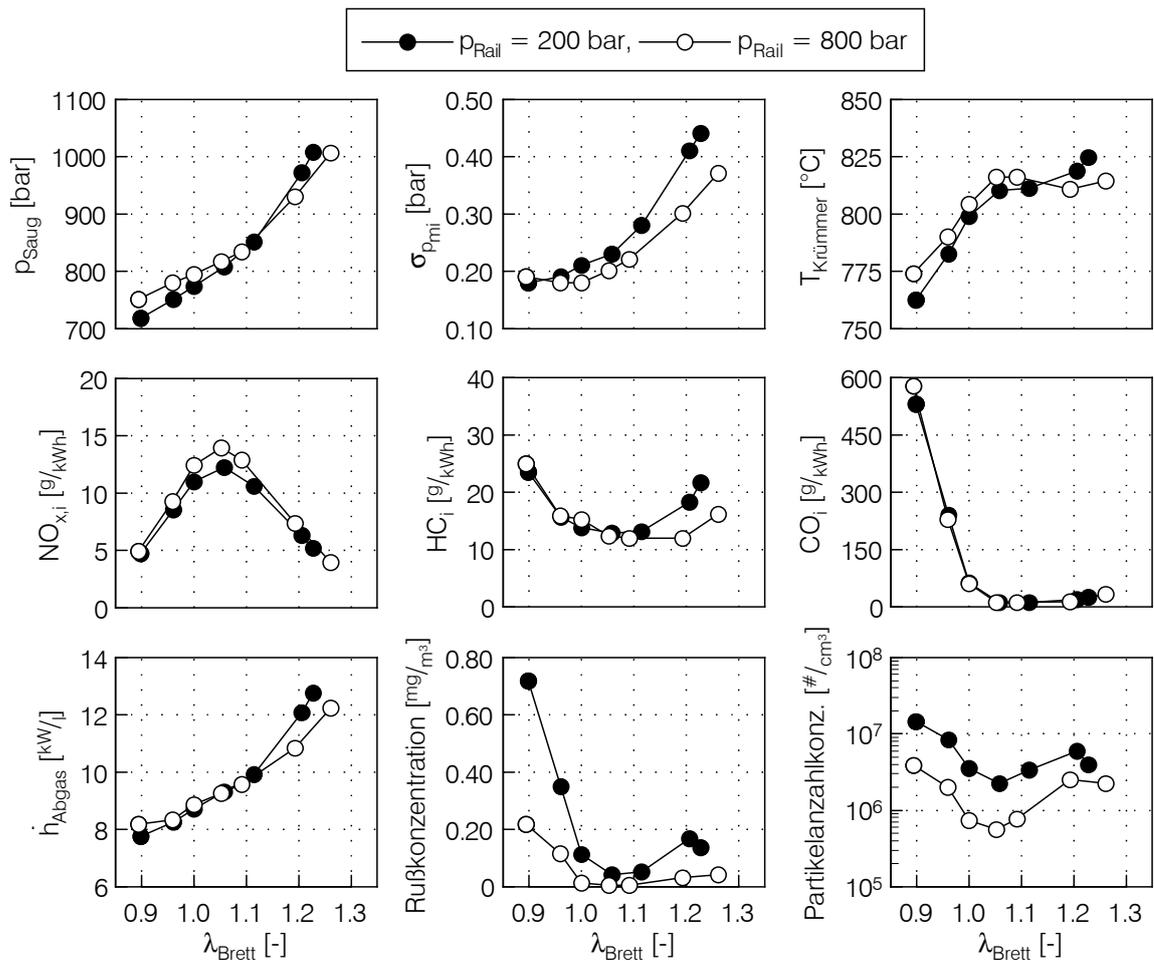
**Abbildung 5.14:** Partikelanzahlverteilung in Abhängigkeit des Raildrucks bei  $\lambda = 1,05$ , ZYP = 24 °KW n. ZOT und konstanter Last

### Einfluss des Luft-Kraftstoffverhältnisses

Die oben gezeigten Variationen wurden durchgehend bei einem konstanten Luft-Kraftstoffverhältnis vom  $\lambda = 1,05$  durchgeführt. Die Ladungsverdünnung mit Frischluft hat entscheidenden Einfluss sowohl auf den Ablauf der Verbrennung und die Schadstoffbildung als auch auf die Nachreaktionen im Abgasstrang. Die Folgen einer geänderten Gemischzusammensetzung wurden deshalb in weiteren Messungen bei Raildrücken von 200 bar sowie 800 bar und konstantem indiziertem Mitteldruck von  $p_{mi} = 1,8$  bar untersucht (siehe Abb. 5.15). Das Luft-Kraftstoffverhältnis wurde zu diesem Zweck zwischen  $\lambda = 0,9$  und maximal möglicher Abmagerung bei vorgegebener Last variiert.

Um bei identischen Luft-Kraftstoffverhältnissen vergleichbare Wärmefreisetzungsraten und Abgasenthalpieströme darzustellen, wurde bei 200 bar Raildruck ein Zündzeitpunkt von 24 °KW n. ZOT gewählt, bei 800 bar jedoch ein späterer Zündzeitpunkt von

28 °KW n. ZOT (vgl. Abb. 5.9). Das Luft-Kraftstoffverhältnis kann bei den gewählten Zündwinkeln je nach Raildruck auf  $\lambda = 1,23$  bzw. 1,26 abgemagert werden. Der Motor läuft dann vollkommen entdrosselt, um die indizierte Last von 1,8 bar noch darstellen zu können. Bei unterstöchiometrischer Gemischzusammensetzung nehmen die zyklischen Schwankungen der Verbrennung unabhängig vom Raildruck sehr niedrige Werte unterhalb von  $\sigma_{p_{mi}} = 0,20$  bar an. Oberhalb von  $\lambda = 1,1$  steigen sie mit zunehmender Abmagerung stark an und führen bei 200 bar Raildruck ab  $\lambda = 1,2$  zu Aussetzern. Mit hohem Einspritzdruck kann die Laufruhe bei mageren Gemischen verbessert werden, oberhalb von  $\lambda = 1,2$  ist jedoch ein aussetzerfreier Motorlauf auch mit 800 bar Raildruck nicht mehr gewährleistet.



**Abbildung 5.15:** Einfluss des Luft-Kraftstoffverhältnisses bei  $p_{Rail} = 200$  bar bzw. 800 bar, ZFP = 24 °KW n. ZOT bzw. 28 °KW n. ZOT und  $p_{mi} = 1,8$  bar

Eine zunehmend verschleppte Verbrennung und die Reduzierung des kühlenden Kraftstoffüberschusses resultieren bis zu leicht überstöchiometrischen Gemischen in steigenden Abgastemperaturen. Bei weiterer Abmagerung wiegt die Verdünnung durch kalte Frischluft die Temperaturerhöhung in Folge der Verbrennungsverschleppung auf. Über

$\lambda = 1,05$  ist deshalb nur noch der steigende Massenstrom für die Erhöhung des Abgasenthalpiestroms verantwortlich.

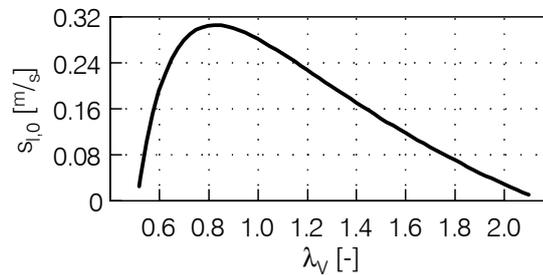
Die Kohlenwasserstoff-, Kohlenmonoxid- und Stickoxidemissionen zeigen im Katalysatorheizbetrieb typische Verläufe in Abhängigkeit des Luft-Kraftstoffverhältnisses. Die Stickoxidemissionen weisen bei  $\lambda = 1,05$  ein ausgeprägtes Maximum auf und fallen in Richtung fetter und magerer Gemische in Folge des Sauerstoffmangels bzw. der sinkenden Verbrennungstemperaturen ab. Luftmangel im unterstöchiometrischen Betrieb führt zu unvollständiger Verbrennung und hohen Kohlenwasserstoff- sowie Kohlenmonoxidemissionen. An der Abmagerungsgrenze wiederum führen die extrem verschleppte Verbrennung und intensiviertes Quenching, das mit steigendem Luftverhältnis zunimmt [125], sowie Verbrennungsaussetzer zu steigenden CO- und HC-Emissionen. Diese können allerdings aufgrund des Sauerstoffüberschusses und der Abgastemperaturen oberhalb von  $800\text{ °C}$  teilweise nachoxidiert werden.

Sowohl die Ruß- als auch die Partikelanzahlkonzentration zeigen einen sehr steilen Anstieg im unterstöchiometrischen Bereich. Lokale Inhomogenitäten mit sehr fetten Gemischzonen, z.B. aus der zündungsnahen Einspritzung, führen zu vermehrter Partikelbildung, deren Nachoxidation während der Verbrennung und im Abgasstrang durch den globalen Sauerstoffmangel unterbunden wird. Im Bereich des Maximums der  $\text{NO}_x$ -Emissionen um  $\lambda = 1,05$  ist sowohl bei der Ruß- als auch bei der Partikelanzahlkonzentration im Abgas unabhängig vom Einspritzdruck ein Minimum zu verzeichnen. Leichter globaler Sauerstoffüberschuss und hohe Verbrennungstemperaturen begünstigen die Nachoxidation von Partikeln, die während der rußenden Verbrennung von flüssigen Kraftstoffresten aus der zündungsnahen Einspritzung entstehen. Mit sehr magerem Gemisch nimmt die Verbrennungstemperatur wieder ab und die Brenndauer zu. Dies führt zu einem deutlichen Wiederanstieg der Emissionen oberhalb von  $\lambda = 1,1$  trotz des wachsenden Sauerstoffangebots für die Nachoxidation. Sowohl mit sehr fettem als auch sehr magerem Grundgemisch bieten hohe Einspritzdrücke deutliche Vorteile bezüglich der Partikelemissionen. Eine Verdünnung des Luft-Kraftstoffverhältnisses über  $\lambda = 1,1$  hinaus ist somit zwar eine wirksame Maßnahme, den Abgasenthalpiestrom zu steigern und die Stickoxidemissionen zu senken, wirkt sich jedoch gleichzeitig negativ auf die Partikelemissionen und die Laufruhe aus.

Bei genauer Betrachtung der Wärmefreisetzungsraten mit 800 bar Raildruck ist ein gegenläufiges Verhalten zu Beginn und gegen Ende der Verbrennung zu beobachten. Wie in Abbildung 5.17 zu sehen ist, sinkt die Wärmefreisetzung der Hauptverbrennung mit zunehmender Ladungsverdünnung erwartungsgemäß ab, zu Beginn der Verbrennung steigt diese jedoch an. Zu erklären ist dieser scheinbare Widerspruch mit der sich ändernden Gemischzusammensetzung in der Flammenfront während der Verbrennung. Die laminare Flammenfrontgeschwindigkeit  $s_{l,0}$ , und somit auch die Wärmefreisetzung, ist maßgeblich vom Luft-Kraftstoffverhältnis an der Verbrennungsfront abhängig [87, 112]:

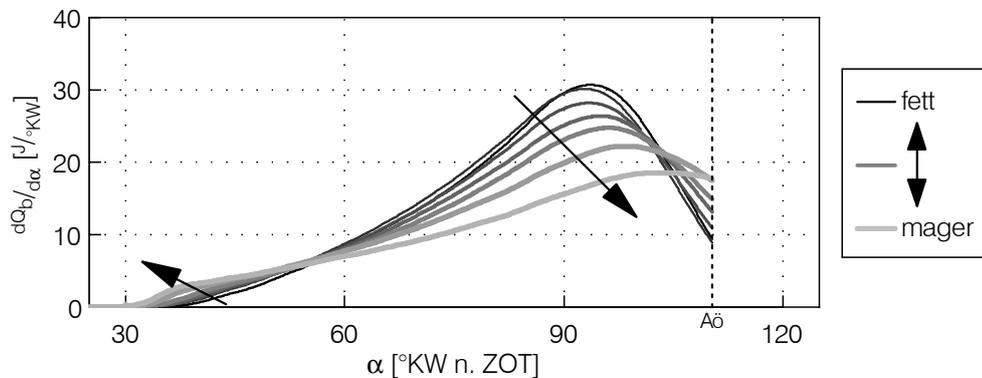
$$s_{l,0} = 30.5 - 54.9 \left( \frac{1}{\lambda_v} - 1.21 \right)^2 . \quad (5.2)$$

Die Geschwindigkeit besitzt im Bereich von  $\lambda_V = 0,8-0,9$  ein Maximum und fällt sowohl zu mageren als auch zu fetten Gemischzusammensetzungen mit sehr steilem Gradienten bei  $0,5 \leq \lambda_V \leq 0,7$  (vgl. Abb. 5.16).



**Abbildung 5.16:** laminare Flammenfrontgeschwindigkeit in Abhängigkeit des Luft-Kraftstoffverhältnisses in der Flammenfront bei Normbedingungen

Beim Katalysatorheizen mit Zündeinspritzung ist in Folge der zündungsnah eingebrachten Kraftstoffmasse von einem sehr fetten Brennbeginn auszugehen. Unter der Voraussetzung eines gleichbleibenden Turbulenzniveaus deutet die Erhöhung der Wärmefreisetzungsrate zu Brennbeginn deshalb auf eine Annäherung an die maximale Flammenfrontgeschwindigkeit mit zunehmender Ladungsverdünnung aus Richtung  $\lambda \leq 0,7$  hin. Im restlichen Brennraum liegt dagegen ein nahezu homogenes Gemisch mit  $\lambda \geq 0,9$  vor. Hier führt die Ladungsverdünnung deshalb zu einer Abnahme der Wärmefreisetzungsrate.



**Abbildung 5.17:** Wärmefreisetzungsraten in Abhängigkeit des Luft-Kraftstoffverhältnisses bei  $p_{Rail} = 800$  bar und  $p_{mi} = 1,8$  bar

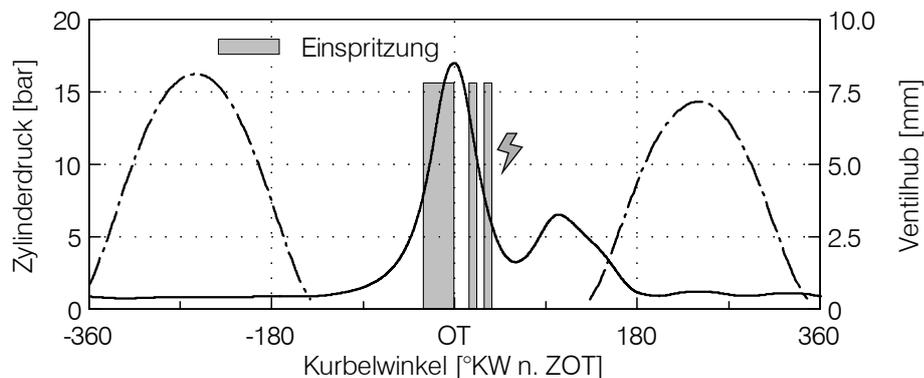
Generell lässt sich mit früher Haupteinspritzung in den Saughub ein positiver Einfluss hoher Raildrücke auf den Katalysatorheizbetrieb in Folge der verbesserten Gemischbildung bei 800 bar gegenüber 200 bar Raildruck feststellen. Die Verbrennung kann nachhaltig stabilisiert werden und bietet größeres Verdünnungspotenzial zur Steigerung des Abgasenthalpiestroms. Zudem verringern sich die Ruß- und Partikelemissionen.

onen mit steigendem Einspritzdruck signifikant. Die Beschleunigung des Massenumsatzes aufgrund der schnelleren Gemischaufbereitung sowie der höheren Turbulenz und die damit verbundene Abnahme des Abgasenthalpiestroms kann durch eine weitere Spätverstellung des Zündzeitpunkts kompensiert werden.

## 5.2.2 Katalysatorheizen mit Kompressionshub einspritzung

Die im vorangegangenen Abschnitt gezeigten Ergebnisse verdeutlichen das Potenzial hoher Einspritzdrücke zur Senkung der Partikelemissionen bei gleichzeitiger Stabilisierung der Verbrennung mit weitgehend homogenem Grundgemisch. Bei kaltem Motor erscheint ferner unter den Aspekten einer schnellen und stabilen Entflammung sowie einer geringen Brennraumwandbenetzung die Modellvorstellung eines global mageren, jedoch lokal am Zündort zum Zündzeitpunkt fetten Luft-Kraftstoffgemisches, welches zu den Randbereichen des Brennraums hin stark abmagert, zielführend. Für den Katalysatorheizbetrieb ist deshalb auch eine starke Gemischschichtung weit über eine rein unterstützende Zündeinspritzung hinaus denkbar. Der im Teillast-Schichtbetrieb typische thermodynamisch ungünstige Ausbrand des mageren Gemisches [5, 102] kann dabei zur Enthalpieerhöhung des Abgasmassenstroms genutzt werden.

Eine Schichtung des Kraftstoffs im Brennraum wird allgemein mit Hilfe einer späten Einspritzung nahe des Zündzeitpunkts erreicht. Im Katalysatorheizbetrieb bewegen sich die eingespritzten Kraftstoffmassen jedoch in Größenordnungen der Saugvolllast. Die Zeitspannen für Einspritzung und Gemischaufbereitung gestalten sich dementsprechend lang. Zusätzlich befinden sich die Schichteinspritzzeitpunkte bei katheiztypischen Zündwinkeln im Bereich des oberen Totpunkts des Kolbenhubs. Dies führt zu sehr kurzen freien Weglängen für die Einspritzung des Kraftstoffs. In Voruntersuchungen wurde daher die prinzipielle Umsetzbarkeit einer Kraftstoffschichtung im Katalysatorheizbetrieb am verwendeten Einzylinderforschungsmotor analysiert [122, 123]. Mit dem modifizierten CRI 2.16 Injektor konnte eine solche Ladungsschichtung mit der in Abbildung 5.18 gezeigten Einspritzstrategie dargestellt werden.



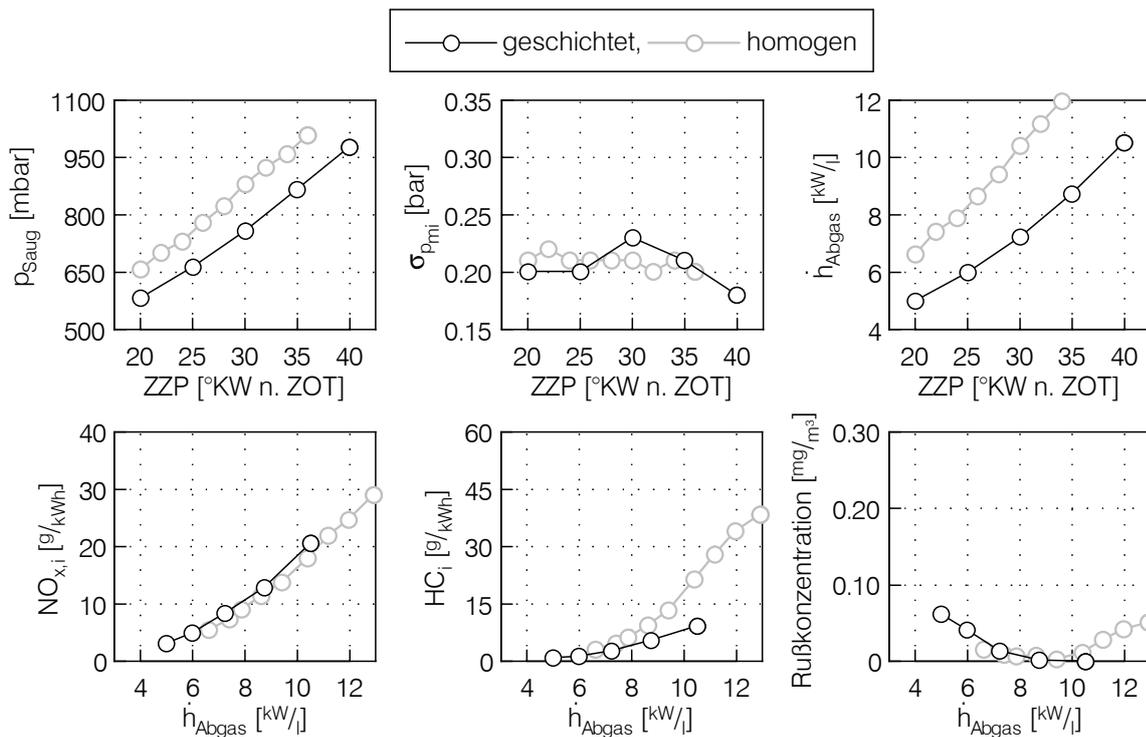
**Abbildung 5.18:** Einspritzzeiten beim Katalysatorheizen mit inhomogenem Grundgemisch

Die erste der drei Einspritzungen wurde im Kompressionshub nahe des oberen Totpunkts platziert und in der Dauer variiert. Mit ihr wurde betriebspunktabhängig die eingespritzte Kraftstoffmenge angepasst. Die dritte Einspritzung blieb gegenüber der Einspritzstrategie für ein homogenes Grundgemisch aus Abschnitt 5.2.1 hinsichtlich

Zeitpunkt und Dauer unverändert an den Zündwinkel gekoppelt. Die zweite Einspritzung wurde mit minimal möglichem Abstand vor der Zündspritzung positioniert, um das Gemisch zusätzlich zur Zündspritzung anzureichern und die Turbulenz zu erhöhen. Die Ansteuerdauer entsprach in Abhängigkeit des Raildrucks jeweils der zündungsnahen dritten Einspritzung. Die verwendete Einspritzstrategie lehnt sich somit qualitativ an etablierte Schicht-Einspritzstrategien in der Teillast an [76].

### Einfluss des Zündzeitpunkts

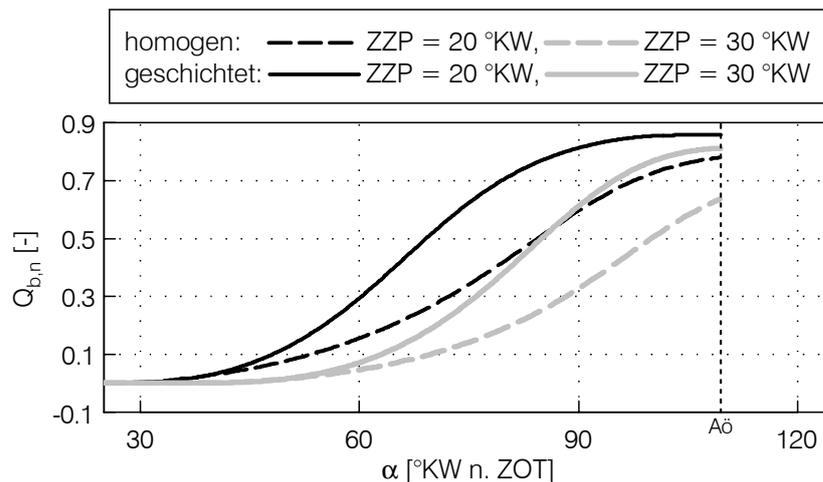
Mit der oben beschriebenen Einspritzstrategie zur Kraftstoffsichtung wurde zunächst eine Zündzeitpunktvariation in Analogie zu Abschnitt 5.2.1 untersucht. Der Zündwinkel wurde wie zuvor beginnend bei 20 °KW n. ZOT Richtung spät bis zu voll entdrosseltem Betrieb bei 1,8 bar indiziertem Mitteldruck verschoben (siehe Abb. 5.19). Für die Variation wurde aufgrund der kurzen zur Verfügung stehenden Zeit für die Gemischbildung der maximale Raildruck von 800 bar gewählt. Auf den Einfluss eines niedrigeren Einspritzdrucks bei Kompressionshubeinspritzung wird zu einem späteren Zeitpunkt eingegangen.



**Abbildung 5.19:** Einfluss des Zündzeitpunkts bei  $p_{\text{Rail}} = 800$  bar,  $\text{ASB}_1 = 20$  °KW v. ZOT,  $p_{\text{mi}} = 1,8$  bar und  $\lambda = 1,05$  im Vergleich zur Saughubeinspritzung

Aus der Gegenüberstellung der Zündwinkelvariationen geht hervor, dass auch mit sehr später Lage der Haupteinspritzung ein durchgehend niedriges Niveau von ca. 0,2 bar

bezüglich der zyklischen Schwankungen des indizierten Mitteldrucks erreicht wird. Im Falle des hier eingestellten Raildrucks von 800 bar verschiebt sich der späteste Zündwinkel mit  $p_{mi} = 1,8 \text{ bar}$  bei der Kompressionshubeinspritzung gegenüber der Saughubeinspritzung um  $4^\circ \text{KW}$  Richtung spät. Mit geschichtetem Grundgemisch muss die Füllung demnach für eine konstante Last bei identischem Zündwinkel gegenüber homogener Zylinderladung reduziert werden. Dies ist auf einen wesentlich schnelleren Massenumsatz zurückzuführen, wie Abbildung 5.20 anhand einer Gegenüberstellung bei identischen Zündwinkeln zeigt. Nach der anfänglichen Entflammungsphase steigen die normierten Summenbrennverläufe bei gleichem Zündzeitpunkt mit Kompressionshubeinspritzung wesentlich schneller an, da die Verbrennung in Folge der Kraftstoffschichtung im Brennraum bei niedrigeren Luft-Kraftstoffverhältnissen abläuft. Darüber hinaus erhöhen die sehr spät eingebrachten Kraftstoffimpulse das Turbulenzniveau im Brennraum. Dies beschleunigt den Massenumsatz im Vergleich zur Saughubeinspritzung und führt zu einem vollständigeren Ausbrand zum Zeitpunkt „Auslass öffnet“. Dementsprechend sinken auch die HC-Emissionen bei hohen Abgasenthalpieströmen signifikant ab. Die  $\text{NO}_x$ -Emissionen befinden sich trotz des geänderten Verbrennungsablaufs auf vergleichbarem Niveau mit denen der Saughubeinspritzung.



**Abbildung 5.20:** Normierte Summenbrennverläufe in Abhängigkeit der Einspritzstrategie bei identischen Zündzeitpunkten,  $p_{\text{Rail}} = 800 \text{ bar}$ ,  $\lambda = 1,05$

Auf den Abgasenthalpiestrom wirkt sich der gesteigerte indizierte Wirkungsgrad allerdings negativ aus, da die maximale Abgastemperatur um  $10^\circ \text{C}$  absinkt. Hinzu kommt die stärkere Androsselung, in Folge derer der Abgasenthalpiestrom beim frühesten Zündwinkel von  $20^\circ \text{KW n. ZOT}$  um  $1,6 \text{ kW/l}$  auf ca.  $5 \text{ kW/l}$  fällt. Darüber hinaus entsteht durch Wegfall der kühlenden Saughubeinspritzung ein nicht zu vernachlässigender Füllungsverlust, der den maximalen Massenstrom um ca. 10 % herabsetzt. Daraus resultierend sinkt der maximale Abgasenthalpiestrom von  $13 \text{ kW/l}$  auf  $10,5 \text{ kW/l}$ .

Bezüglich der Rußemissionen ist mit homogenem und geschichtetem Grundgemisch ein gegenläufiger Trend zu beobachten. Einerseits steht aufgrund des schnelleren und voll-

ständigeren Massenumsatzes mit Kompressionshubeinspritzung auch bei sehr späten Zündwinkeln mehr Zeit für die Oxidation des eventuell gebildeten Rußes zur Verfügung. Auf der anderen Seite reduzieren frühe Zündwinkel die Zeit für die Gemischbildung, was zu einem Anstieg der Rußkonzentration führt. Grundsätzlich hat die Einspritzung einer großen Kraftstoffmenge in den Kompressionshub jedoch keine negativen Auswirkungen auf die Rußemissionen, trotz der geringen freien Weglänge für das Spray. Diese Beobachtung wird anhand der Parametervariation im folgenden Abschnitt und optischer Messungen in Abschnitt 5.3 näher untersucht.

### **Einfluss des Beginns der ersten Einspritzung**

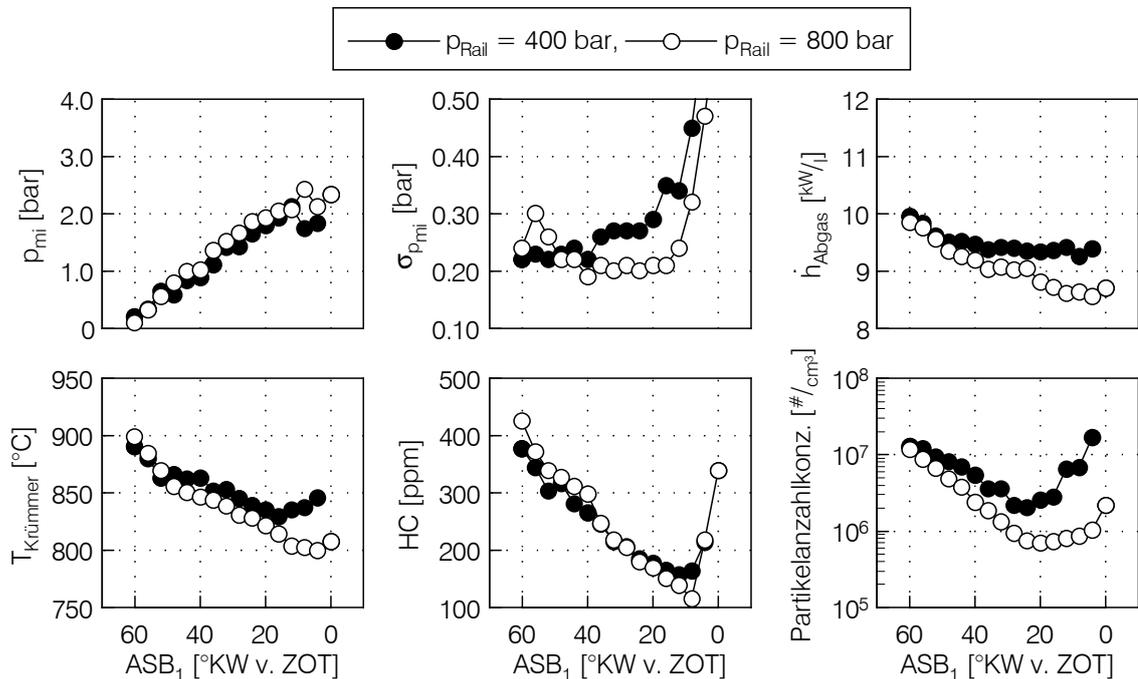
Die erste Einspritzung in den Kompressionshub ist bei der verwendeten Einspritzstrategie zur Gemischschichtung hinsichtlich der Kolbenbodenbenetzung als besonders kritisch zu betrachten. Mit dieser Einspritzung wird ein Großteil der gesamten Kraftstoffmasse zu einem Zeitpunkt in den Brennraum eingebracht, zu dem die freie Weglänge für die Einspritzstrahlen vom Düsenaustritt bis zur Kolbenoberfläche sehr kurz ausfällt. Eine Benetzung des Kolbenbodens mit flüssigem Kraftstoff ist jedoch unerwünscht, da sie in der Regel zu stark rußenden Diffusionsflammen während der Verbrennung, dem sogenannten Pool-Fire, führt. Damit einhergehend steigen die Partikelemissionen im Abgas deutlich an.

Um die Abhängigkeit der Verbrennung und der Emissionen vom Zeitpunkt der ersten Einspritzung näher zu untersuchen, wurde dieser in seiner Lage im Kompressionshub variiert. Der Einfluss des Ansteuerbeginns der Haupteinspritzung zwischen  $60^\circ\text{KW v. ZOT}$  und  $0^\circ\text{KW v. ZOT}$  ist in Abbildung 5.21 bei konstantem Luftverhältnis sowie konstantem Saugrohrdruck dargestellt. Für die beiden Messreihen wurde der maximale Raildruck von 800 bar und ein deutlich niedrigerer von 400 bar gewählt. Der Zündwinkel wurde auf  $35^\circ\text{KW n. ZOT}$  festgelegt. Bei diesem Zündzeitpunkt stellt sich ein Abgasenthalpiestrom von ca.  $9\text{ kW/l}$  (vgl. Abb. 5.19) mit partikeloptimalem Einspritzzeitpunkt (vgl. Abb. 5.21) ein.

In Abbildung 5.22 ist die Abhängigkeit des Zylinderdruckverlaufs von der Lage der ersten Einspritzung deutlich zu erkennen. Je früher diese im Kompressionshub abgesetzt wird, desto mehr Zeit bleibt dem Kraftstoff, sich mit der Luft im Brennraum zu vermischen. Das Luft-Kraftstoffgemisch magert deshalb lokal ab und die Wärmefreisetzung findet nur langsam statt. Umgekehrt führt eine späte Einspritzung zu einer fetten Verbrennung mit hohen Wärmefreisetzungsraten. Der verschleppte Kraftstoffumsatz spiegelt sich auch im Verlauf des indizierten Mitteldrucks über dem Ansteuerbeginn wider. Unabhängig vom Raildruck fällt die Last bei jeweils konstantem Saugrohrdruck im untersuchten Bereich von ca.  $p_{mi} = 2\text{ bar}$  auf nahezu  $p_{mi} = 0\text{ bar}$  ab. Daher sind die HC-Emissionen für diese Variation auch nicht spezifisch angegeben.

Die zyklischen Schwankungen der Verbrennung steigen mit späteren Einspritzzeitpunkten stark an. Die Gemischbildungsdauer ist für die volllastähnliche Kraftstoff-

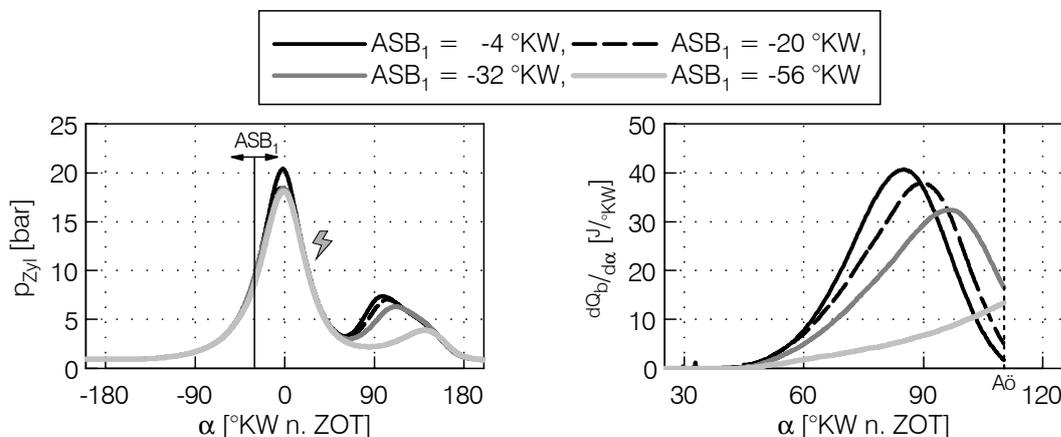
masse zu kurz und es kommt bei 400 bar ab Einspritzzeitpunkten von 8 °KW v. ZOT zu Verbrennungsaussetzern. Mit 800 bar treten erste Aussetzer erst 4 °KW später auf. Hier kommen die kürzere Einspritzdauer und das damit verbundene frühere Einspritzende sowie die schnellere Gemischaufbreitung mit hohem Raildruck zum Tragen. Da mit Kraftstoffschichtung die Verbrennung bei niedrigen Einspritzdrücken ebenso langsamer abläuft wie mit homogenem Grundgemisch, muss bei 400 bar Raildruck für die gleiche Last mit größerer Füllung gefahren werden. Zudem fällt die Abgastemperatur zu späten Einspritzzeitpunkten weniger stark ab. Beides resultiert in einem höheren Abgasenthalpiestrom bei 400 bar gegenüber 800 bar Einspritzdruck. Die Emissionen unverbrannter Kohlenwasserstoffe sinken mit stärkerer Schichtung in Folge des schnellen Massenumsatzes bis zum Auftreten von Verbrennungsaussetzern kontinuierlich ab.



**Abbildung 5.21:** Einfluss des Ansteuerbeginns der ersten Einspritzung bei jeweils konstantem Saugrohrdruck,  $\lambda = 1,05$  und  $ZZP = 35$  °KW n. ZOT

Der Verlauf der Partikelemissionen über dem Ansteuerbeginn weist im Bereich von 20 °KW v. ZOT ein ausgeprägtes Minimum auf. Zu späten Zeitpunkten hin kann der Anstieg auf die zu kurze Zeit für die Gemischbildung zurückgeführt werden. Hier ergeben sich deutliche Vorteile für den hohen Einspritzdruck aufgrund der schnelleren Gemischaufbereitung. Zu frühen Einspritzzeitpunkten hin nimmt zwar die freie Weglänge für die Einspritzstrahlen zu, jedoch sinken ausgehend von ca. 20 bar und 750 K in ZOT sowohl Brennraumgedruck als auch Gastemperatur, was wiederum zu größerer Strahlenpenetration und letztendlich intensiverer Kolbenbenetzung führt. So bildet sich abhängig vom Einspritzdruck im Bereich von 28 °KW v. ZOT bis 8 °KW v. ZOT

ein Minimum der Partikelanzahlkonzentration als Kompromiss zwischen ausreichender Gemischbildungszeit und geringster Brennraumwandbenetzung heraus. Eine genauere Bewertung der auftretenden Mechanismen erfolgt mit Hilfe optischer Messtechniken in Abschnitt 5.3.



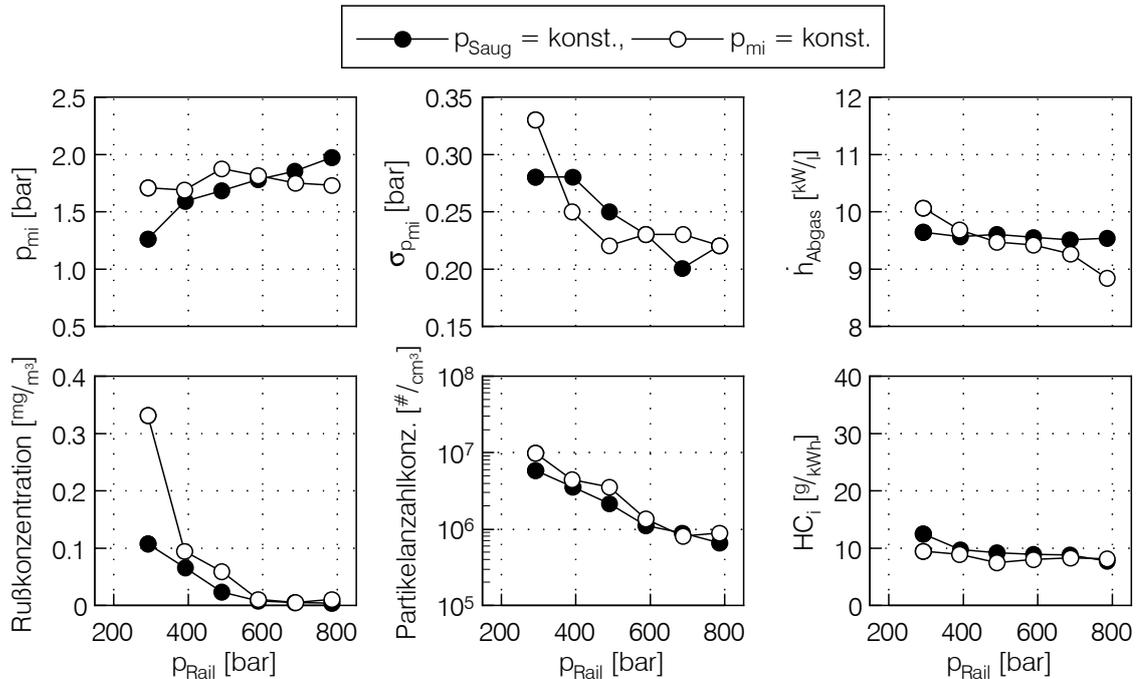
**Abbildung 5.22:** Zylinderdruckverlauf und Wärmefreisetzung in Abhängigkeit des  $ASB_1$  bei  $p_{Rail} = 800 \text{ bar}$ ,  $p_{Saug} = \text{konst.}$ ,  $ZZP = 35 \text{ °KW n. ZOT}$  und  $\lambda = 1,05$

### Einfluss des Raildrucks

Bei später Einspritzung in den Kompressionshub kann ein vergleichbarer Einfluss des Raildrucks auf den Verbrennungsablauf und die Rohemissionen festgestellt werden, wie in den weiter oben erläuterten Untersuchungen mit früher Einspritzlage in den Saughub. Die Messungen dazu wurden ebenfalls sowohl mit konstantem Saugrohrdruck als auch mit konstantem indizierten Mitteldruck durchgeführt (siehe Abb. 5.23). Der Zündwinkel wurde auf  $ZZP = 35 \text{ °KW n. ZOT}$  festgelegt. Die Last steigt mit konstantem Saugrohrdruck auch bei später Kompressionshubeinspritzung durch Erhöhung des Einspritzdrucks an. Die Füllung muss deshalb für konstante Last angepasst werden. Zurückzuführen ist dies wiederum auf eine beschleunigte Wärmefreisetzung in Folge der sich ändernden Gemischbildung und des erhöhten Turbulenzniveaus. Aufgrund der Gemischschichtung läuft die Verbrennung unabhängig vom Raildruck tendenziell fetter und damit schneller ab als mit homogenem Grundgemisch. Der Einspritzdruck bzw. die Turbulenz hat deshalb bei konstantem Saugrohrdruck im Vergleich zur Saughubeinspritzung geringere Auswirkungen auf die Geschwindigkeit des Massenumsatzes. Folglich reduziert sich die Abhängigkeit der Last und des Abgasenthalpiestroms vom Raildruck.

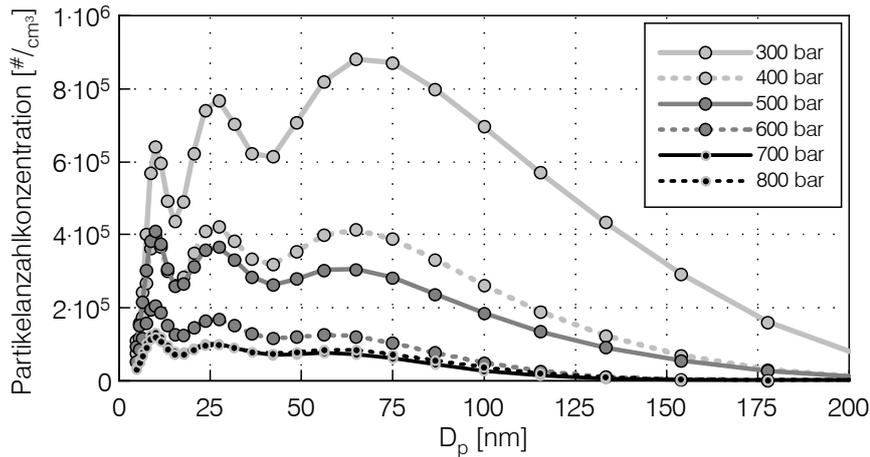
Der Katalysatorheizbetrieb mit Gemischschichtung stellt höhere Anforderungen an die Gemischaufbereitung. Dies ist sowohl anhand der zyklischen Schwankungen als auch anhand der Ruß- und Partikelemissionen ersichtlich. Zu niedrigen Einspritzdrücken hin steigen die Emissionen steil an und die Laufruhe verschlechtert sich. Bei 300 bar

ist eine Untergrenze des Raildrucks erreicht, bei der ein aussetzerfreier Betrieb nicht mehr gewährleistet werden kann. Bei 200 bar werden Einspritz- und Gemischaufbereitungsdauer zu lang, um den Katalysatorheizbetrieb mit Kraftstoffschichtung aufrecht zu erhalten. Trotz des späten Zündzeitpunkts und der mangelhaften Gemischbildung bei niedrigen Einspritzdrücken verharren die Emissionen unverbrannter Kohlenwasserstoffe auf niedrigem Niveau, da unabhängig vom Raildruck aufgrund des schnellen Massenumsatzes ein Großteil des Kraftstoffs an der Verbrennung teilnimmt.



**Abbildung 5.23:** Einfluss des Raildrucks im geschichteten Katalysatorheizbetrieb bei  $\lambda = 1,05$ ,  $\text{ASB}_1 = 20^\circ\text{KW v. ZOT}$  und  $\text{ZZP} = 35^\circ\text{KW n. ZOT}$

Zusätzlich zur Partikelanzahlkonzentration ist in Abbildung 5.24 die Partikelanzahlverteilung in Abhängigkeit des Raildrucks aufgetragen. Qualitativ gleichen die Verläufe mit den ausgeprägten lokalen Maxima bei 10 nm und 25 nm den Größenverteilungen, die bei der Raildruckvariation mit homogenem Grundgemisch gemessen wurden (vgl. Abb. 5.14). Niedrige Einspritzdrücke zeigen mit Kraftstoffschichtung jedoch eine deutliche Verschiebung hin zu großen Partikeldurchmessern im Bereich von 70 nm. Die Anzahlkonzentration dieser großen Partikel fällt mit verbesserter Gemischaufbreitung bei hohen Einspritzdrücken stärker ab, als die kleiner Partikel. Gleichzeitig sinkt der maximale Partikeldurchmesser von deutlich über 200 nm auf ca. 150 nm. Die lokalen Maxima bei 10 nm und 25 nm bleiben aber ebenso wie bei der Saughubeinspritzung erhalten. Insgesamt verringert sich so der mittlere Durchmesser der Partikel über die Raildruckvariation hinweg von 50 nm auf 30 nm.



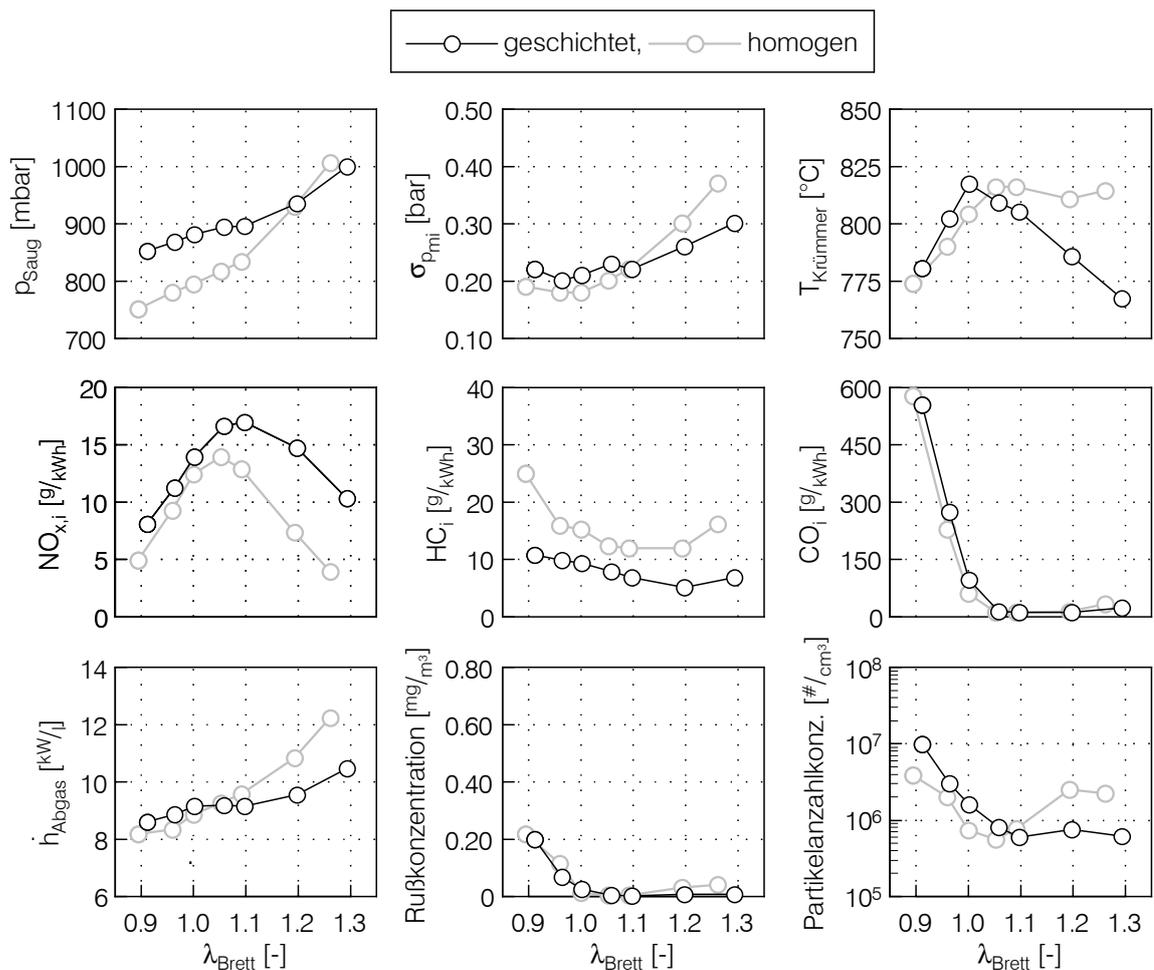
**Abbildung 5.24:** Partikelanzahlverteilung in Abhängigkeit des Raildrucks bei  $\lambda = 1,05$ ,  $ZP = 35^\circ\text{KW n. ZOT}$ ,  $ASB_1 = 20^\circ\text{KW v. ZOT}$  und konstanter Last

### Einfluss des Luft-Kraftstoffverhältnisses

Das globale Luft-Kraftstoffverhältnis ist auch mit Ladungsschichtung ein wichtiger Stellhebel zur Einflussnahme auf den Verbrennungsablauf und die Abgasemissionen. Die Auswirkungen des globalen Luftverhältnisses wurden, wie schon in Abschnitt 5.2.1 mit homogenem Grundgemisch, auch mit der späten Kompressionshubeinspritzung untersucht. Abbildung 5.25 zeigt hierzu die Ergebnisse einer Variation bei 1,8 bar indiziertem Mitteldruck zwischen  $\lambda = 0,9$  und maximaler Entdrosselung bei  $\lambda = 1,3$ . Die Einspritzparameter Ansteuerbeginn der ersten Einspritzung und Raildruck wurden zu  $20^\circ\text{KW v. ZOT}$  und 800 bar festgelegt. In Kombination mit einem Zündwinkel von  $35^\circ\text{KW n. ZOT}$  ergibt sich so bei  $\lambda = 1,05$  ein Abgasenthalpiestrom von ca.  $9\text{ kW/l}$ .

Die Aufteilung des Luft-Kraftstoffgemisches in Zonen mit sehr fettem und sehr magerem Gemisch bei später Kompressionshubeinspritzung führt, wie bereits erwähnt, zu einem deutlich veränderten Massenumsatz im Vergleich zur Saughubeinspritzung bei identischem Raildruck. Abbildung 5.26 verdeutlicht dies nochmals anhand einer Gegenüberstellung der Summenbrennverläufe und der Wärmefreisetzungsraten mit fettem und magerem Luft-Kraftstoffgemisch. Sowohl global überstöchiometrisch als auch unterstöchiometrisch nimmt die Brenngeschwindigkeit und die bis „Auslassventile öffnen“ umgesetzte Kraftstoffmasse mit Ladungsschichtung zu, trotz des um  $7^\circ\text{KW}$  späteren Zündwinkels. Zudem verringert die Kompressionshubeinspritzung Flame-Quenching in der Nähe kalter Brennraumwände durch die lokale Kraftstoffkonzentration. Dies resultiert in konstant niedrigen Emissionen unverbrannter Kohlenwasserstoffe, die weder im Unter- noch im Überstöchiometrischen signifikant ansteigen. Die unvollständige Verbrennung unter Sauerstoffmangel führt lediglich zum steilen Anstieg der CO-Emissionen.

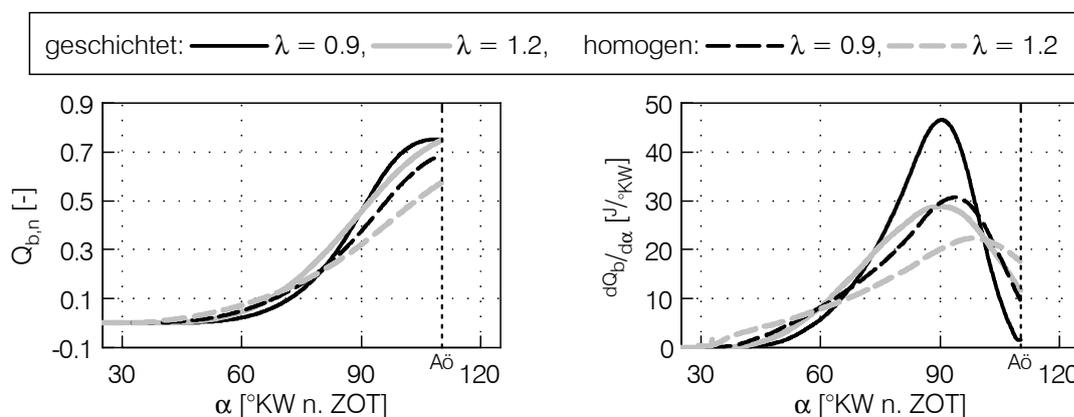
Zu Beginn der Verbrennung ist die Wärmefreisetzungsrate bei Kraftstoffschichtung ebenso wie bei homogener Zylinderladung mit global magerem Gemisch höher als mit fettem Gemisch. Die Zündeinspritzung reichert das Gemisch im Bereich der Zündkerze zusätzlich an, was bei bereits unterstöchiometrischem Grundgemisch zum Absinken der Wärmefreisetzungsrate führt. Mit überstöchiometrischem Grundgemisch liegt die lokale Gemischzusammensetzung näher am Bereich maximaler Brenngeschwindigkeiten, die Wärmefreisetzungsrate ist somit höher. Im Laufe der Verbrennung, wenn der Kraftstoff aus der Zündeinspritzung umgesetzt ist, drehen sich die Bedingungen auch mit Kraftstoffschichtung um und der Massenumsatz steigt mit fettem Luft-Kraftstoffverhältnis steiler an als mit magerem.



**Abbildung 5.25:** Einfluss des Luft-Kraftstoffverhältnisses mit Kompressionshubeinspritzung bei  $p_{\text{Rail}} = 800$  bar, ZZP = 35 °KW n. ZOT, ASB<sub>1</sub> = 20 °KW v. ZOT (Ergebnisse mit hom. Grundgemisch aus Abb. 5.15 gegenübergestellt)

Eine weitere Folge des beschleunigten Kraftstoffumsatzes sind fallende Abgastemperaturen oberhalb von  $\lambda = 1,0$ . Die überstöchiometrisch weniger stark fallenden Wärmefreisetzungsraten mit Ladungsschichtung führen zu einem besseren Ausbrand, wodurch

die kühlende Wirkung der Ladungsverdünnung überwiegt. Der Abgasenthalpiestrom steigt deshalb mit zunehmender Entdrosselung lediglich als Resultat steigender Massenströme und erreicht einen Maximalwert von  $10,5 \text{ kW/l}$  bei  $\lambda = 1,3$ .



**Abbildung 5.26:** Einfluss des Luft-Kraftstoffverhältnisses auf den normierten Summenbrennverlauf und die Wärmefreisetzungsrate in Abhängigkeit der Einspritzstrategie bei  $p_{\text{Rail}} = 800 \text{ bar}$  und  $p_{\text{mi}} = 1,8 \text{ bar}$

Der im Vergleich zu homogener Zylinderladung erhöhte lokale Sauerstoffmangel bei global niedrigem Luft-Kraftstoffverhältnis lässt die Partikelkonzentration im Abgas zusätzlich ansteigen. Dagegen nimmt die Partikelanzahlkonzentration in Richtung magerer Gemische in Folge der stabilen Verbrennung und des schnelleren Massenumsatzes mit Kraftstoffsichtung, welche die Nachoxidation der Partikel im Brennraum positiv beeinflussen, nicht zu. Denn aufgrund der Kraftstoffsichtung steigen die zyklischen Schwankungen der Verbrennung im überstöchiometrischen Bereich nur moderat an. Auch vollkommen entdrosselt mit  $\lambda = 1,3$  kann noch ein stabiler Motorlauf frei von Aussetzern dargestellt werden. Es gilt jedoch zu beachten, dass die Partikelkonzentration im Abgas zwar annähernd konstant bleibt, die absolute Partikelanzahl in Folge des steigenden Abgasvolumenstroms aber dennoch zunimmt.

Die Stickoxidemissionen zeigen auch mit Ladungsschichtung den klassischen Verlauf über dem Luft-Kraftstoffverhältnis und sind gegenüber den Emissionen mit homogenem Grundgemisch bis  $\lambda = 1,05$  auf vergleichbarem Niveau. Zu noch mageren Gemischen hin fallen die  $\text{NO}_x$ -Emissionen jedoch flacher ab, da in Folge der Kraftstoffsichtung die Verbrennungstemperaturen weniger stark sinken. Insofern bietet die Abmagerung über  $\lambda = 1,05$  hinaus mit Ladungsschichtung im Gegensatz zur Saughubeinspritzung zwar mehr Potenzial, die Stickoxidemissionen bei gleichzeitiger Anhebung des Abgasenthalpiestroms zu senken, ohne dass signifikante Nachteile bei Laufruhe oder Partikelemissionen in Kauf genommen werden müssen. Die absoluten Stickoxidemissionen fallen jedoch leicht höher aus, was wiederum die Frage nach den jeweiligen einspritzstrategieabhängigen Restgasverträglichkeiten aufwirft. Diese konnte mit dem verwendeten Einzylinderaggregat mangels Ventiltriebsvariabilitäten jedoch nicht beantwortet werden.

### 5.2.3 Vergleich der Katalysatorheizstrategien

Die Untersuchungen zum Aufheizen des Katalysators zeigen die sehr komplexen thermodynamischen Zusammenhänge verschiedener Betriebsparameter und deren gegenseitigen Quereinflüsse beim Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung. Dabei wurden übliche Verstellgrößen moderner PKW-Motoren wie Ventilsteuerzeiten, Ventilhub, Ladungsbewegung oder Abgasrückführung noch nicht einmal in die Betrachtungen mit einbezogen. Zum direkten Vergleich werden aus den gezeigten Ergebnissen im Folgenden drei charakteristische Katalysatorheizstrategien mit einem Abgasenthalpiestrom von ca.  $9 \text{ kW/l}$  herausgegriffen und einander gegenübergestellt. Eine Übersicht der dazugehörigen Betriebsparameter ist in Tabelle 5.2 zusammengefasst.

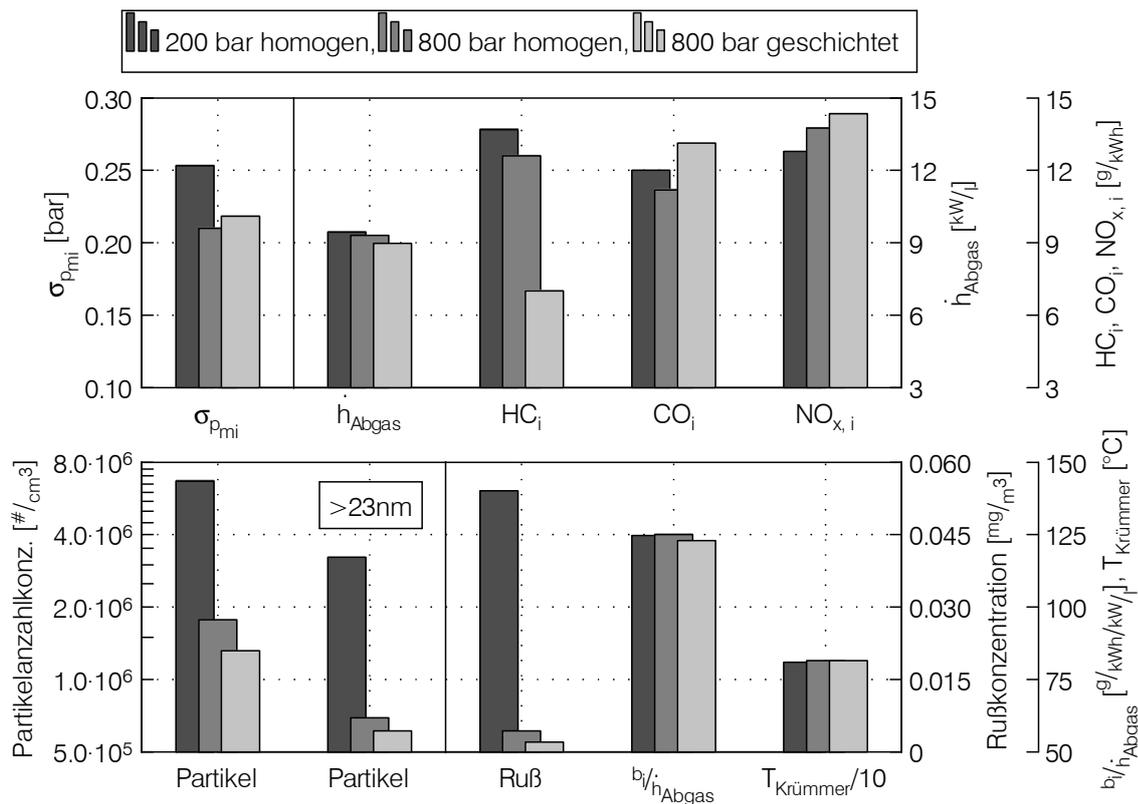
**Tabelle 5.2:** Betriebsparameter für den Vergleich der Katalysatorheizstrategien mit  $\dot{h}_{\text{Abgas}} \approx 9 \text{ kW/l}$  und  $\lambda = 1,05$

Betriebspunkt	Raildruck	Einspritzstrategie	Zündzeitpunkt
200 bar homogen	200 bar		24 °KW n. ZOT
800 bar homogen	800 bar		28 °KW n. ZOT
800 bar geschichtet	800 bar		35 °KW n. ZOT

Für den Vergleich wurden Betriebspunkte mit einem Luft-Kraftstoffverhältnis von 1,05 gewählt, da hiermit unabhängig von der Einspritzstrategie ein guter Kompromiss aus niedrigen zyklischen Schwankungen der Verbrennung und gleichzeitig minimalen HC- und Partikelemissionen erreicht werden kann. Die Daten wurden über mehrere Messungen an gleichen Betriebspunkten der gesamten Messkampagne hinweg gemittelt und stellen daher einen stabilen Mittelwert dar. Als Basis dient der Betriebspunkt mit 200 bar Raildruck, homogenem Grundgemisch und einem Zündwinkel von 24 °KW n. ZOT. Der Vergleich in Abbildung 5.27 zeigt, dass ausgehend hiervon mit der Anhebung des Raildrucks auf 800 bar und einer damit einhergehenden Verbesserung der Gemischbildung sowohl die Partikelanzahlkonzentration im Abgas um ca. 80 % als auch die Rußkonzentration um über 90 % bis an die Messgrenze des Micro Soot Sensors gesenkt werden kann. Werden die Partikel im Durchmesserbereich von 5 nm bis 23 nm in die Betrachtung mit einbezogen, fällt die Partikelanzahlkonzentration auf ca.  $\frac{1}{4}$  des Ausgangswerts.

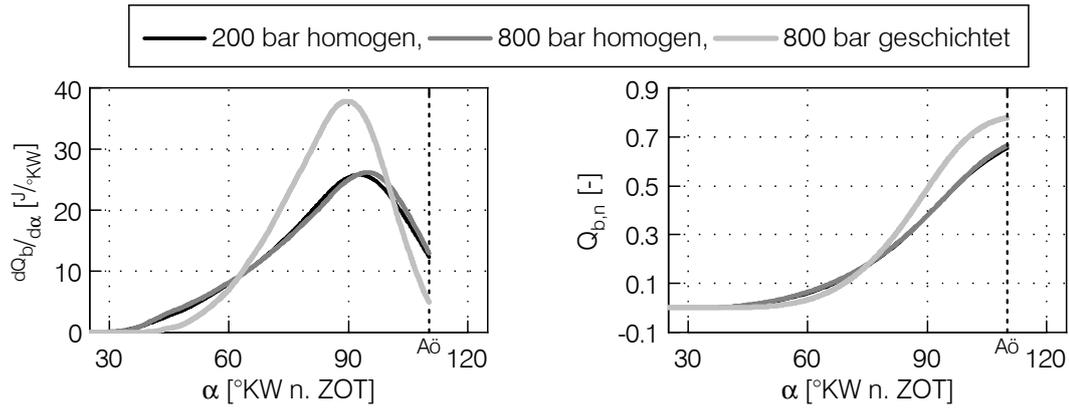
Gleichzeitig verringern sich auch die zyklischen Schwankungen der Verbrennung in Folge des höheren Turbulenzniveaus. Der kürzere Brennverzug und der schnellere Massenumsatz mit steigendem Einspritzdruck (vgl. Abb. 5.13) sorgen jedoch dafür, dass der Zündwinkel auf 28 °KW n. ZOT verschoben werden muss, um die Abgastemperatur

bzw. den Abgasenthalpiestrom annähernd konstant zu halten. Ein tendenziell gleiches Verhalten der Abgastemperatur ist auch in [58] bei Erhöhung des Einspritzdrucks von 120 bar auf 200 bar beschrieben. Als Resultat der Kombination aus Raildruckerhöhung und gleichzeitiger Zündwinkelverschiebung liegen die Brennverläufe beider Betriebspunkte wieder sehr nahe beieinander, wie Abbildung 5.28 zeigt. Der etwas größere Kraftstoffmassenumsatz bis „Auslass öffnet“ und die gegen Ende höhere Brennrate bei 800 bar Raildruck stehen im Einklang mit den leicht gesenkten Emissionen an HC und CO bei gleicher Abgastemperatur. Ursache für die leicht erhöhten Stickoxidemissionen ist vermutlich eine bessere Homogenisierung und damit eine Verbrennung näher an  $\lambda = 1,05$ .



**Abbildung 5.27:** Vergleich von drei charakteristischen Katalysatorheizstrategien bezüglich Laufruhe, Kraftstoffverbrauch und relevanter Abgasgrößen,  $\lambda = 1,05$

Mit Spätverstellung der Einspritzung in den Kompressionshub und der daraus resultierenden Kraftstoffsichtung im Brennraum zeigen sich signifikante Unterschiede im Brennverlauf. Der Massenumsatz läuft aufgrund der weitgehend unterstöchiometrischen Verbrennung wesentlich schneller ab, weshalb der Zündzeitpunkt für 9 kW/l Abgasenthalpiestrom noch weiter in Richtung spät auf 35°KW n. ZOT verschoben werden muss. Trotz Spätverstellung des Zündwinkels steigt der normierte Summenbrennverlauf bis zum Zeitpunkt „Auslass öffnet“ auf 0,78 gegenüber ca. 0,66 in den beiden Vergleichspunkten mit homogenem Grundgemisch.



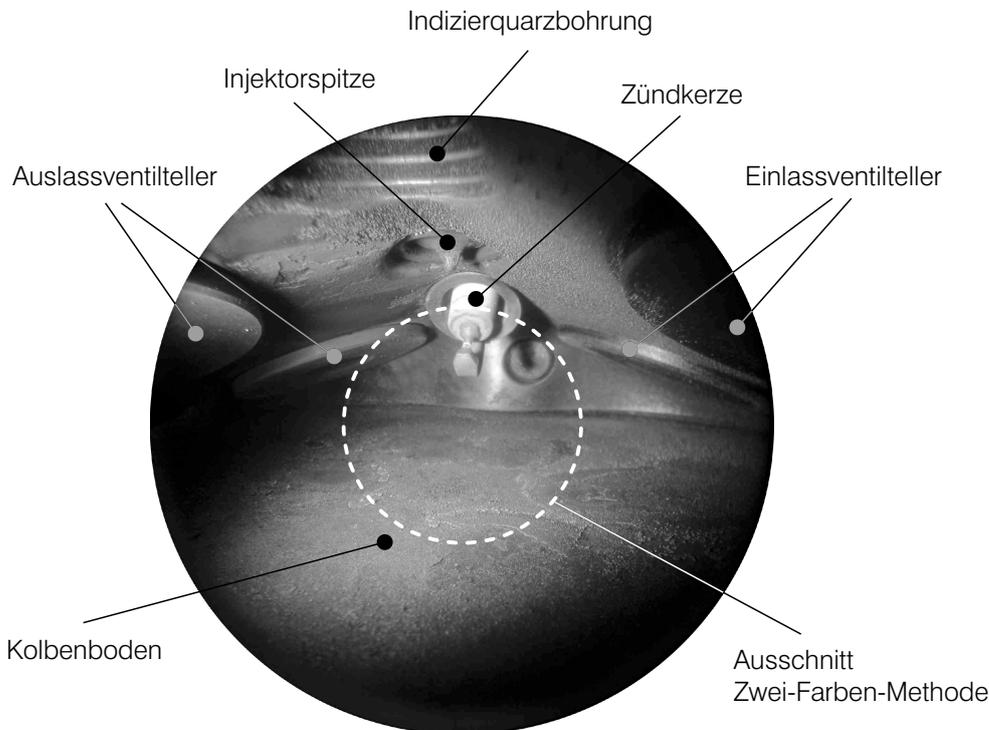
**Abbildung 5.28:** Vergleich der Wärmefreisetzungsraten und normierten Summenbrennverläufe von drei charakteristischen Katalysatorheizstrategien bei  $p_{mi} = 1,8$  bar und  $\lambda = 1,05$

Der schnellere Kraftstoffumsatz führt zu nochmals moderat höheren Stickoxidemissionen, schlägt sich jedoch auch in deutlich gesenkten Emissionen unverbrannter Kohlenwasserstoffe nieder. Die stark inhomogene Verbrennung mit teils sehr fetten Gemischzonen im Brennraum hat jedoch einen Anstieg der Kohlenmonoxidemissionen zur Folge. Dagegen verschlechtert sich die Laufruhe des Motors nur unwesentlich.

Im Vergleich zum Betriebspunkt mit identischem Raildruck und früher Einspritzung in den Saughub können auch die Partikel- und Rußemissionen nochmals weiter reduziert werden, obwohl sich die Zeit für die Gemischbildung stark verkürzt und die freie Weglänge des Kraftstoffsprays abnimmt. Der hohe Gegendruck im Brennraum scheint jedoch die Eindringtiefe so weit zu verkürzen, dass dadurch der positive Effekt der hohen Gastemperaturen auf die Gemischbildung überwiegt und die Wandbenetzung nicht zunimmt (vgl. dazu Abschnitt 5.3). Der Einfluss der Katalysatorheizstrategie auf den Kraftstoffverbrauch ist beinahe vernachlässigbar, da bei konstanter Last und konstantem Abgasenthalpiestrom lediglich die Minimierung der Wandwärmeverluste und der unvollständigen Verbrennung noch Potenzial zur Effizienzsteigerung bieten. Die Vorteile der Einspritzdruckerhöhung und auch der Kraftstoffschichtung am Einzylinderforschungsaggregat gehen aus den diskutierten Ergebnissen jedoch eindeutig hervor.

## 5.3 Optische Untersuchungen am Einzylindermotor

Bildgebende Messtechniken können dazu genutzt werden, Phänomene im Brennraum von Motoren zu untersuchen, die thermodynamisch nur unzureichend beziehungsweise gar nicht erfasst werden können. Hierzu gehören beispielsweise die Ausbreitung des Kraftstoffsprays im Brennraum inklusive eventueller Spray-Wand-Interaktion, die Visualisierung der Ladungsbewegung, die räumliche Identifizierung von Partikelquellen anhand des Rußeigenleuchtens oder die Auswertung von ultravioletter Strahlung aus der Verbrennung. Wie bereits erwähnt, bot das verwendete Einzylindermotorschlagwerk die Möglichkeit, über endoskopische Zugänge Gemischbildungs- und Verbrennungsvorgänge im Brennraum aufzuzeichnen. Abbildung 5.29 zeigt den Blick durch den Beobachtungszugang. Die Kolbenstellung entspricht dem oberen Totpunkt. Die aus dem Brennraumdach herausragende Injektorspitze und die dahinter angeordnete Zündkerze befinden sich knapp oberhalb der Bildmitte. Rechts und links am Bildrand sind jeweils die geschlossenen Einlass- bzw. Auslassventile teilweise zu erkennen.



**Abbildung 5.29:** Sichtbereich im Brennraum durch den Endoskopzugang, Kolben in OT-Stellung

Die globale Beleuchtung erfolgte über den Beleuchtungszugang von links. Die relativ großen Durchmesser der Zugänge am Versuchsmotor von 8 mm erlauben den Einsatz lichtstarker Endoskope. Der dargestellte Beobachtungsbereich entspricht der Perspektive der im Folgenden erläuterten Aufnahmen der Gemischbildung und Verbrennung.

Zusätzlich ist der eingeschränkte Sichtbereich des Lichtleiters für die Zwei-Farben-Methode eingezeichnet.

### 5.3.1 Einspritzstrahlvisualisierung

Die Mie-Streulicht-Messtechnik ermöglicht die Beobachtung des Einspritzvorgangs und der Ausbreitung flüssigen Kraftstoffs in Brennraum (vgl. Abschnitt 4.1). In der vorliegenden Arbeit wurde sie dazu genutzt, die Gemischbildung mit unterschiedlichen Einspritzdrücken zu charakteristischen Zeitpunkten zu vergleichen. Bei den gezeigten Aufnahmen des Mie-Streulichts handelt es sich grundsätzlich um ungemittelte Einzelbilder aus verschiedenen Arbeitsspielen. Die hohe Auflösung der ImagerCompact-Kamera ermöglicht in Kombination mit einer sehr kurzen Belichtungsdauer der Xenonblitzlampe von weniger als  $8\ \mu\text{s}$  gut ausgeleuchtete und detailreiche Einzelbilder aus aufeinander folgenden Zyklen. Für die Gemischbildung sind Kraftstoffdruck und Einspritzdauer ebenso maßgeblich wie der Brennraumgegendruck und die Gastemperatur, die beide an den Einspritzzeitpunkt gekoppelt sind. Bei den zwei in dieser Arbeit angewandten Einspritzstrategien sind prinzipiell drei verschiedene Einspritzungen nach ihrem jeweiligen Zeitpunkt zu unterscheiden – die Saughubeinspritzung, die späte Einspritzung in den Kompressionshub und die in beiden Strategien verwendete Zünd einspritzung.

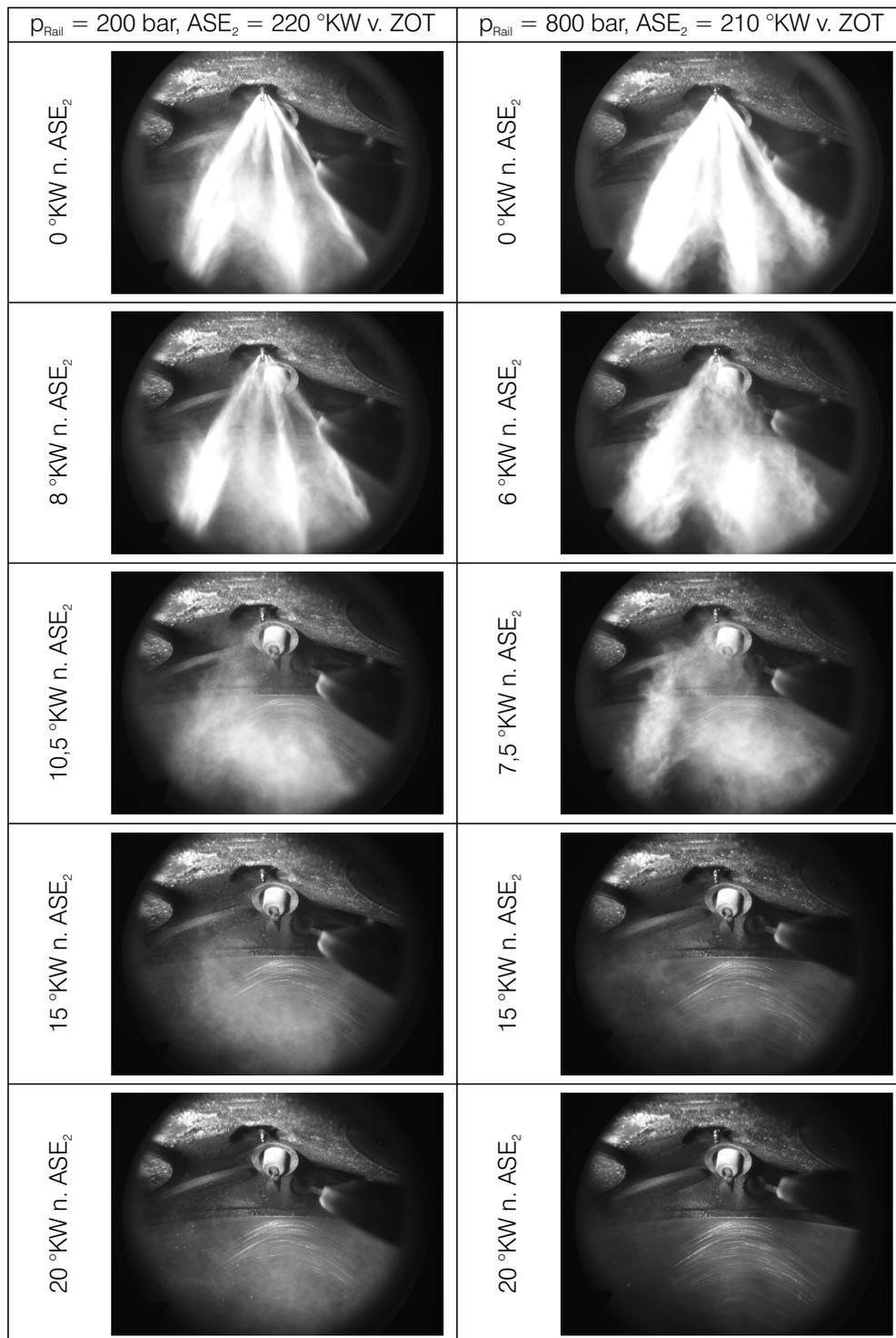
Bei der Einspritzstrategie für ein überwiegend homogenes Grundgemisch kam eine in zwei Teilmengen aufgeteilte Einspritzung in den Saughub zur Anwendung (siehe Abb. 5.6). Abbildung 5.30 zeigt hierzu Graustufenaufnahmen vom Ende der zweiten Einspritzung mit Raildrücken von 200 bar (links) und 800 bar (rechts). Das Ansteuerende des Injektors ergab sich mit 200 bar bei  $220^\circ\text{KW v. ZOT}$  und mit 800 bar bei  $210^\circ\text{KW v. ZOT}$ . Der Kolben befindet sich zum Zeitpunkt der Aufnahmen in der Nähe des unteren Totpunkts und ist außerhalb des Sichtfelds. In den Bildern stehen helle Bereiche im Kraftstoffspray für eine hohe Kraftstoffkonzentration und Tropfendichte.

Wie zu erkennen, ist der Injektor zum Zeitpunkt des Ansteuerendes noch geöffnet und das Kraftstoffspray vollständig ausgebildet. In Folge des geringen Gegendrucks und der niedrigen Gastemperaturen dringt der Kraftstoff tief in den Brennraum ein. Hellere Kraftstoffkeulen mit 800 bar Raildruck deuten auf ein dichteres, aber breiter aufgefächertes Kraftstoffspray als mit 200 bar hin. Die Spitzen der einzelnen Strahlkeulen sind weniger scharf ausgeprägt. Dies deckt sich mit den LIF-Aufnahmen aus den Druckkammeruntersuchungen aus Abschnitt 5.1. Eine Benetzung der Einlassventilteller ist zu keinem Zeitpunkt des Einspritzvorgangs zu beobachten. Der Schließvorgang der Düsenadel beginnt mit niedrigem Raildruck aufgrund des raildruckabhängigen Verhaltens des Injektors ca.  $2^\circ\text{KW}$  später als mit hohem Raildruck, nämlich  $8^\circ\text{KW}$  nach Ende der Bestromung.  $10,5^\circ\text{KW}$  bzw.  $7,5^\circ\text{KW}$  nach Ansteuerende ist der Injektor wieder vollständig geschlossen. Zu diesem Zeitpunkt kann mit beiden Raildrücken noch eine deutlich sichtbare Wolke flüssigen Kraftstoffs beobachtet werden.

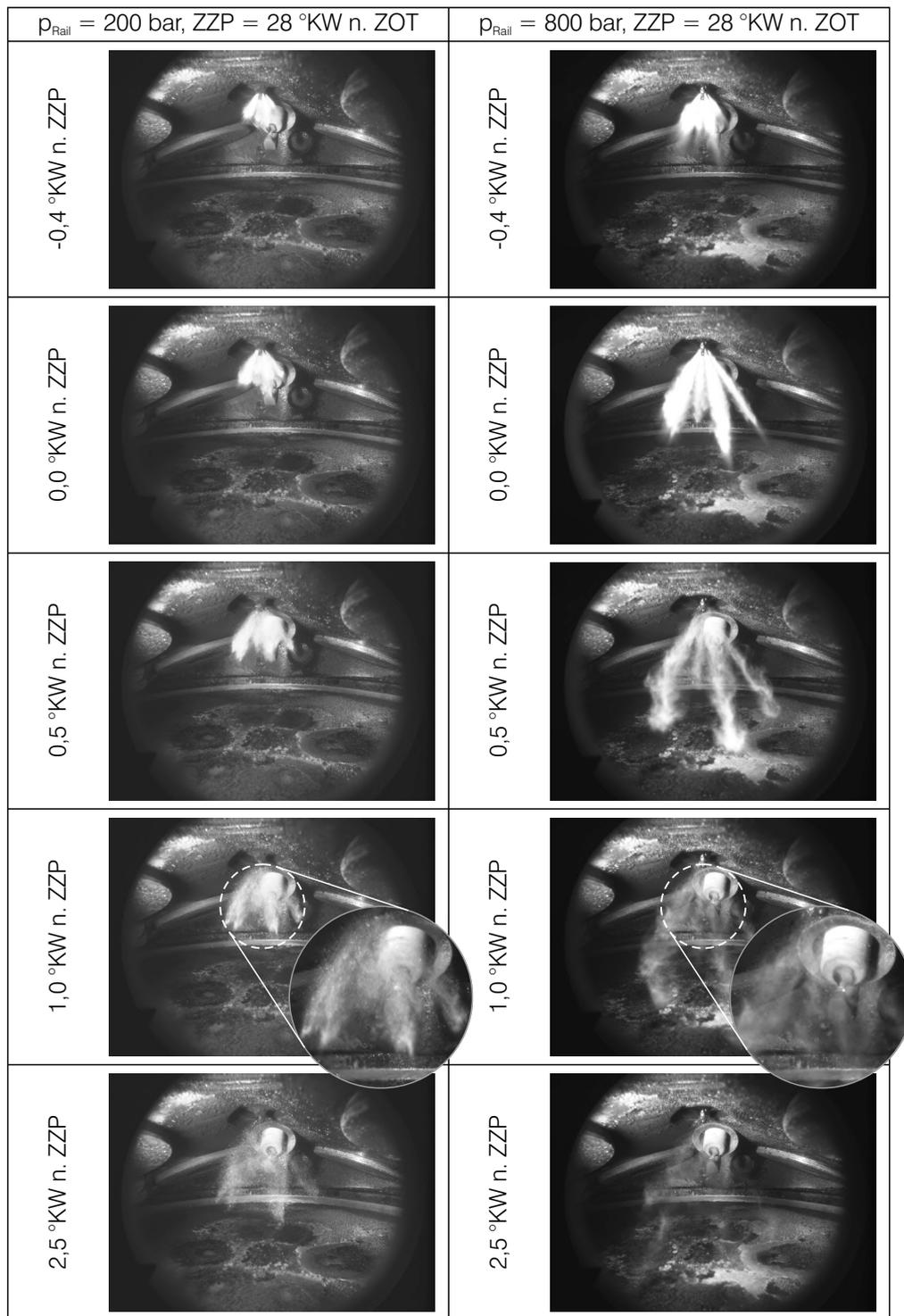
Mit  $p_{\text{Rail}} = 800$  bar ist der Kraftstoff  $15^\circ\text{KW n. ASE}_2$  bereits größtenteils verdampft. Im Gegensatz dazu ist mit  $p_{\text{Rail}} = 200$  bar bei  $15^\circ\text{KW n. ASE}_2$  noch deutlich eine Kraftstoffwolke zu erkennen. Hier liegen bis über  $20^\circ\text{KW n. ASE}_2$  hinaus noch unverdampfte Anteile, teilweise in Form größerer Tröpfchen, vor. Die Beobachtungen führen die wesentlich feinere Zerstäubung und die damit einhergehende schnellere Verdampfung des eingespritzten Kraftstoffs mit hohen Raildrücken vor Augen. Dies resultiert nicht nur in einer besseren Homogenisierung des Gemisches unter kalten Motorbedingungen, sondern es steht den flüssigen Kraftstofftropfen in Folge der geringeren Verweildauer auch weniger Zeit zur Verfügung, sich an den kalten Brennraumwänden anzulagern (vgl. Abschnitt 5.5).

Deutliche Unterschiede in der Gemischbildung sind auch bei den Aufnahmen der zündungsnahen Einspritzung bei identischem Zündzeitpunkt von  $28^\circ\text{KW n. ZOT}$  in Abbildung 5.31 zu beobachten. Das Bestromungsende des Injektors lag jeweils  $1^\circ\text{KW}$  vor dem Zündzeitpunkt. Zum Zündzeitpunkt selbst ist der Injektor noch geöffnet und schließt bei den kurzen Bestromungsdauern nahezu unabhängig vom Raildruck ca.  $0,2^\circ\text{KW n. ZPP}$ .  $0,5^\circ\text{KW n. ZPP}$  sind die Einspritzkeulen flüssigen Kraftstoffs mit beiden Einspritzdrücken noch deutlich zu erkennen. Der größere Kraftstoffimpuls bei hohem Raildruck resultiert jedoch in einer wesentlich schnelleren Ausbreitung des Sprays und einem tieferen Eindringen in den Brennraum. Auch ist eine Verwehung des Sprays in Folge der Ladungsbewegung zu beobachten.  $1,0^\circ\text{KW}$  nach dem Zündzeitpunkt ist mit 800 bar Raildruck bereits ein Großteil des Kraftstoffs aus der zündungsnahen Einspritzung verdampft. Der restliche Flüssiganteil liegt als sehr fein zerstäubte Tröpfchenwolke im Brennraum vor. Trotz der großen Eindringtiefe kann kein direkter Kontakt flüssigen Kraftstoffs mit der Kolbenoberfläche beobachtet werden. Zum selben Zeitpunkt befindet sich mit 200 bar noch eine kompakte Kraftstoffwolke mit deutlich erkennbaren Kraftstofftropfen in direkter Nähe zum Zündort. Diese Kraftstofftropfen sind auch  $2,5^\circ\text{KW n. ZPP}$  und bis in die Entflammungsphase hinein noch nicht verdampft. Bei 800 bar Einspritzdruck sind dagegen nur noch andeutungsweise Reste flüssigen Kraftstoffs zu erkennen, die Homogenisierung ist bereits deutlich weiter fortgeschritten.

Die Aufnahmen der Zündeinspritzung beim verwendeten CRI 2.16-Injektor zeigen eindeutig einen größeren Impuls und eine viel schnellere Gemischaufbereitung mit hohem Einspritzdruck. Sowohl die Turbulenzerhöhung als auch die bessere Gemischaufbereitung liefern somit eine plausible Erklärung für die Verkürzung des Brennverzugs und den beschleunigten Massenumsatz mit 800 bar im Vergleich zu 200 bar Raildruck.

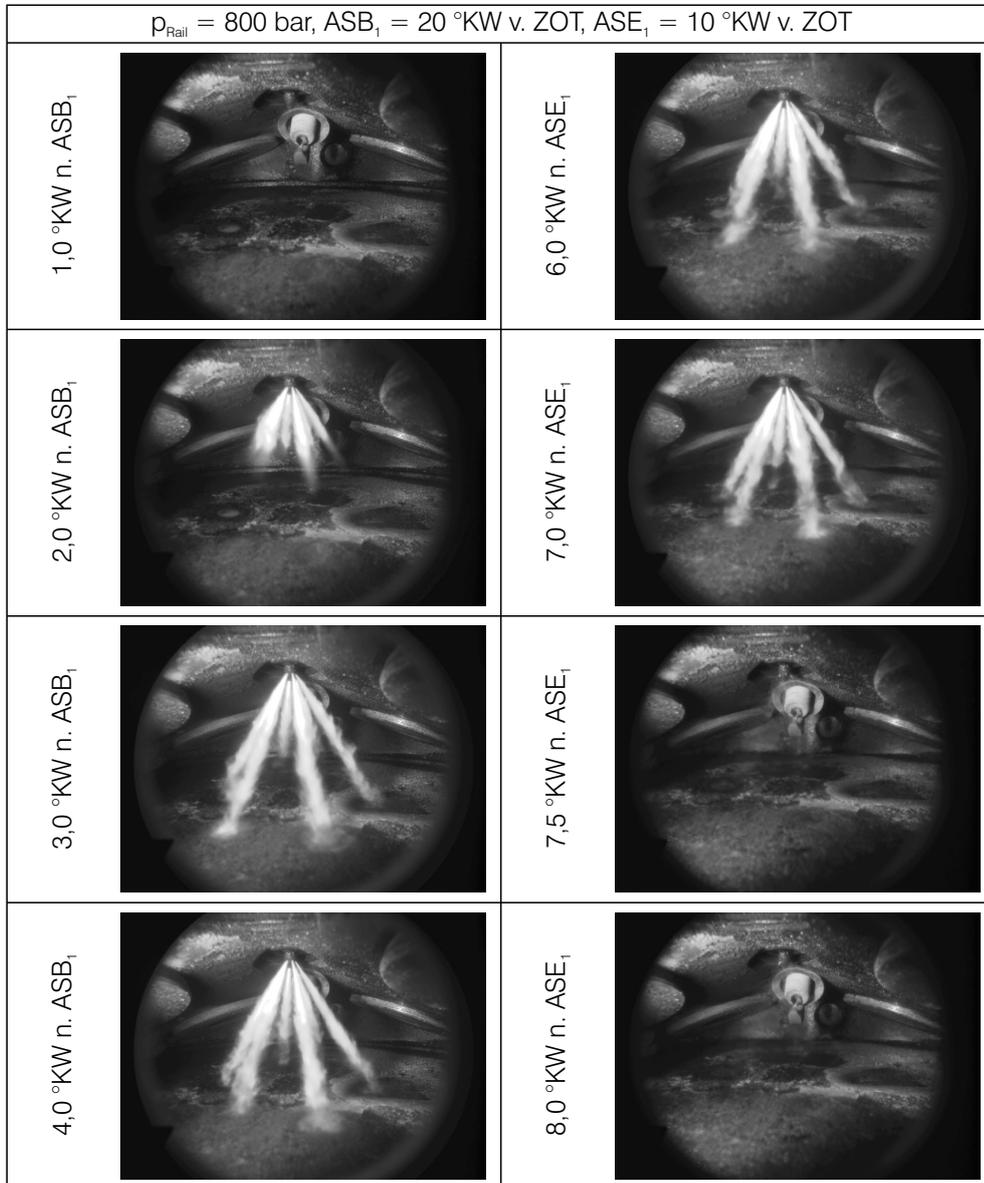


**Abbildung 5.30:** Mie-Streulicht-Aufnahmen vom Ende der zweiten, saugsynchronen Einspritzung mit  $p_{\text{Rail}} = 200 \text{ bar}$  bzw.  $800 \text{ bar}$



**Abbildung 5.31:** Mie-Streulicht-Aufnahmen der zündungsnahen Einspritzung von ca. 1 mg Kraftstoff mit  $\text{ZZP} = 28 \text{ }^\circ\text{KW n. ZOT}$  sowie  $p_{\text{Rail}} = 200 \text{ bar}$  bzw.  $800 \text{ bar}$

Die alternative Einspritzstrategie mit Kraftstoffschichtung wurde mit einer sehr späten Einspritzung gegen Ende des Kompressionshubs gemäß Abbildung 5.18 realisiert. Die Strahlausbreitung zu Beginn und die Gemischbildung am Ende dieser Kompressionshubeinspritzung sind in Abbildung 5.32 bei 800 bar Raildruck und einem Ansteuerbeginn von 20 °KW v. ZOT dargestellt.



**Abbildung 5.32:** Mie-Streulicht-Aufnahmen der Kompressionshubeinspritzung mit 800 bar Raildruck

Wie bei den Aufnahmen in der Druckkammer ist eine starke Strahlkontraktion in Folge des hohen Gegendrucks im Brennraum gegenüber der Saughubeinspritzung zu sehen. Der hohe Einspritzdruck und die damit verbundene hohe Eindringgeschwindigkeit füh-

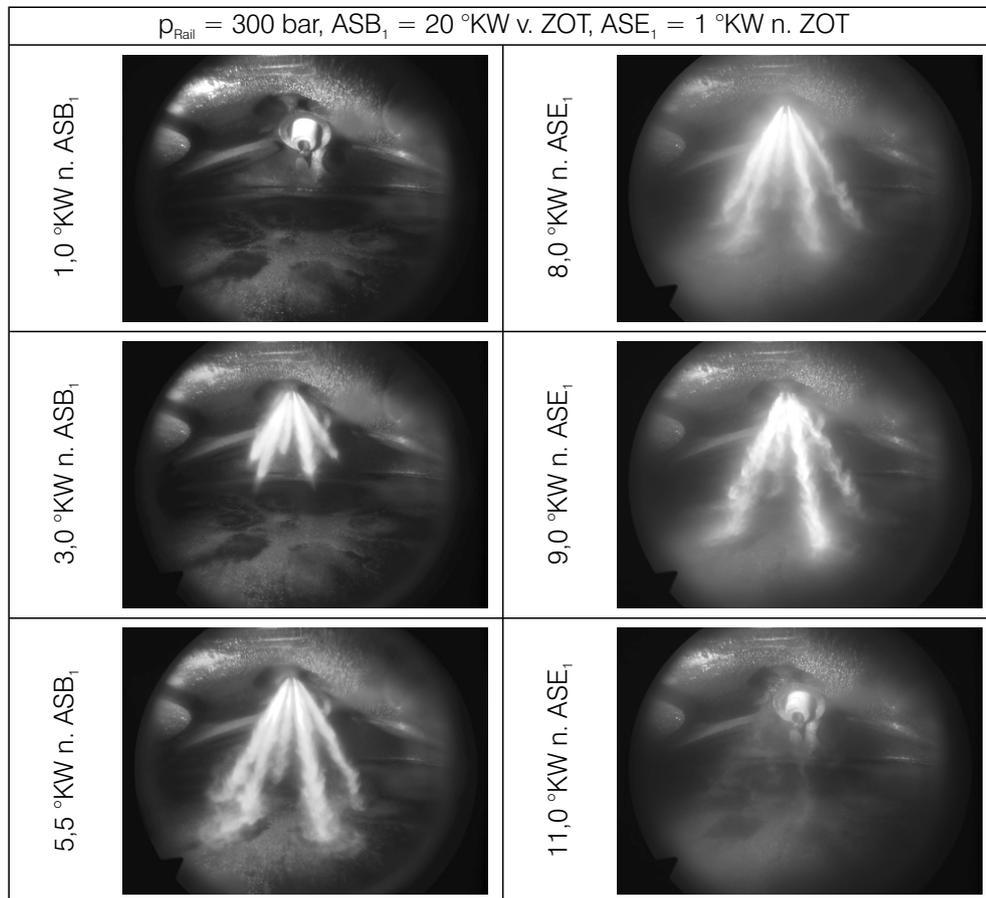
ren dazu, dass die Strahlkeulen bereits 3°KW nach Bestromungsbeginn des Injektors vollständig ausgebildet sind. Eine Benetzung der Einlassventilteller und des Zylinderliners ist bei diesen späten Einspritzzeitpunkten ausgeschlossen. Zu erkennen ist aber, dass die Einspritzstrahlen während des gesamten Einspritzvorgangs auf der Kolbenoberfläche auftreffen. Dies zieht jedoch im Vergleich mit der Saughubeinspritzung bei ebenfalls 800 bar Raildruck keine Nachteile bezüglich der Partikelanzahlkonzentration im Abgas nach sich (vgl. Abb. 5.27). Die Kraftstoffstrahlen treffen nur am äußersten Ende auf den Kolben. Das Spray ist dort schon zu sehr kleinen Tropfen zerfallen und vom umgebenden, ca. 600 K heißen Gas erwärmt. Des Weiteren ist im stationären Katalysatorheizbetrieb davon auszugehen, dass die Kolbenoberfläche in Folge einer Grenzschichtbildung deutlich wärmer ist als die Öl- und Kühlwassertemperatur, die im Bereich von 25 bis 30 °C liegen.

Der Injektor ist noch bis 7°KW n. ASE<sub>1</sub> geöffnet, danach beginnt der Schließvorgang. 7,5°KW n. ASE<sub>1</sub> ist der Injektor vollständig geschlossen und es sind bis auf wenige Kraftstoffligamente, die noch aus den Düsenlöchern austreten, bereits keine flüssigen Kraftstofftröpfchen mehr im Brennraum zu erkennen. Die hohen Gastemperaturen von 600 K bis 650 K beschleunigen die Verdampfung des Kraftstoffs massiv. Eine direkte Benetzung der Zylinderwand mit noch nicht verdampftem Kraftstoff – eine der Hauptursachen für Ölverdünnung – ist so praktisch unmöglich. Eine spätere Auskondensation von bereits verdampftem Kraftstoff an den kalten Wänden kann nicht ausgeschlossen werden. Die hierfür zur Verfügung stehende Zeit und Zylinderwandfläche ist gegenüber der Saughubeinspritzung jedoch deutlich reduziert.

Mit einem niedrigeren Raildruck von 300 bar ist die Strahlausbreitungsgeschwindigkeit analog zu den Beobachtungen bei der zündungsnahen Einspritzung mit 200 bar wesentlich langsamer als mit 800 bar. Die maximale Eindringtiefe des Kraftstoffsprays vergrößert sich, weshalb die Interaktion mit der Kolbenoberfläche zunimmt (vgl. Abb. 5.33). Die Spraykeulen treffen gut sichtbar auf dem Kolbenboden auf, von wo aus sie sich auf der Oberfläche ausbreiten. Diese intensive Benetzung ist zumindest für einen Teil der hohen Partikel- und Rußemissionen mit Kompressionshubeinspritzung und niedrigen Raildrücken verantwortlich. Die mangelhafte Gemischbildung ist auch für die schnelle Verschmutzung der optischen Zugänge in diesem Betriebspunkt verantwortlich. Auf den Gläsern der Zugänge schlagen sich schon nach kürzester Zeit flüssige Kraftstoffreste und Rußpartikel nieder, wie in Abbildung 5.33 anhand des Unschärfesleiers zu erkennen ist.

Insgesamt verdoppelt sich die Einspritzdauer in Folge des niedrigen Raildrucks. Trotz der schnellen Verschmutzung der optischen Zugänge in diesem Betriebspunkt ist eine deutlich längere Verdampfungsdauer des flüssigen Kraftstoffs nach Ende der Einspritzung zu beobachten. 11°KW nach Ansteuerbeginn der ersten Einspritzung sind nach wie vor große Teile des eingespritzten Kraftstoffs unverdampft im Brennraum vorhanden. Größere Tröpfchen sind auch noch bis zum Einsetzen der zweiten Einspritzung zu beobachten. Die Aufnahmen bestätigen somit die Vermutung, dass mit

Kompressionshub einspritzung bei niedrigen Einspritzdrücken aufgrund der schlechteren Gemischaufbereitung zu wenig Zeit für die Gemischbildung zur Verfügung steht. Dies resultiert in sehr hohen Partikelemissionen, die die Werte mit Saughubeinspritzung deutlich übertreffen.



**Abbildung 5.33:** Mie-Streulicht-Aufnahmen der Kompressionshub einspritzung mit 300 bar Raildruck

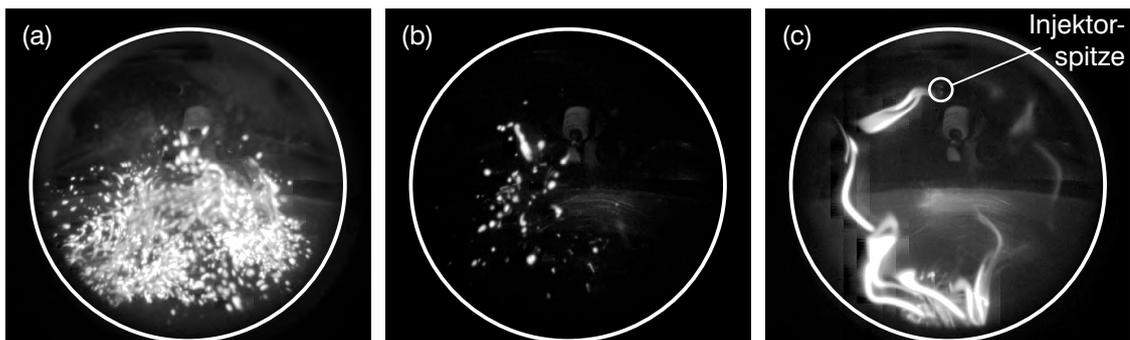
Die optischen Untersuchungen der Gemischbildung mittels Mie-Streulicht belegen sowohl bei der Saughubeinspritzung als auch bei der Kompressionshub- und Zünd einspritzung den positiven Einfluss hoher Einspritzdrücke mit dem modifizierten Dieselinjektor. Mit hohen Raildrücken verkürzt sich die Einspritzdauer erheblich und im Gegenzug steht für die Gemischbildung mehr Zeit zur Verfügung. Höhere Relativgeschwindigkeiten des Kraftstoffs gegenüber der Umgebung führen zu einem schnelleren Strahlaufbruch und einer besseren Zerstäubung, die kleinere Kraftstofftröpfchen zur Folge haben. Der direkt nach dem Düsenlochaustritt vorliegende größere Kraftstoffimpuls erhöht zudem das Turbulenzniveau. Dies wiederum beschleunigt die Verdampfung und reduziert die direkte Wandbenetzung. Zu beobachten ist weiterhin eine höhere Eindringgeschwindigkeit des Kraftstoffsprays in den Brennraum, nicht jedoch eine Vergrößerung der maximalen Eindringtiefe. Resultat ist eine optimierte Gemischbildung,

die eine höhere Flexibilität bei der Wahl der Einspritzzeitpunkte erlaubt, beispielhaft gezeigt an der späten Einspritzung in den Kompressionshub.

### 5.3.2 Hochgeschwindigkeitsvisualisierung des Rußeigenleuchtens

Die optische Zugänglichkeit des Brennraums erlaubt neben der Aufnahme der Gemischbildung auch die Erfassung des Rußeigenleuchtens während der Verbrennung mit einer Hochgeschwindigkeitskamera. Auf diese Weise ist es möglich, auftretende Rußstrahlung im sichtbaren Wellenlängenbereich zeitlich und mit Einschränkungen auch örtlich aufzulösen. Die örtliche Einschränkung ergibt sich aus der lediglich zweidimensionalen Information, der es an der Tiefenangabe fehlt. Ein weitere Einschränkung bietet der Sichtkegel. Aufgrund des waagerechten Blicks auf Injektorspitze und Zündkerze ist der Kolbenboden nur in einem eingeschränkten Kurbelwinkelbereich um den oberen Totpunkt teilweise im Sichtfeld. Belastbare Aussagen über Pool-Fire lassen sich ausschließlich in diesem begrenzten Kurbelwinkelfenster treffen. Pool-Fire bei späteren Kurbelwinkeln sind als helle Reflexionen an der Zylinderwand zu beobachten, können dann jedoch nicht mehr von indirektem Rußleuchten aus der Gasphase unterschieden werden. Des Weiteren werden die Bilder nicht kalibriert. Es kann daher über die gemessene Intensität der Strahlung nicht auf eine Rußkonzentration oder -temperatur zurückgeschlossen werden, wohl aber auf die Herkunft und damit auf die Ursache der Rußentstehung.

Abbildung 5.34 zeigt hierzu exemplarisch nachbearbeitete Einzelbilder des Rußeigenleuchtens mit verschiedenen Raildrücken und zu unterschiedlichen Zeitpunkten. Die Aufnahmen (a) und (b) sind in der ersten Phase der Verbrennung 70 °KW n. ZOT entstanden. Sie zeigen das Rußleuchten in der Gasphase bei 200 bar (a) bzw. 800 bar (b) Raildruck, welches als Resultat der unvollständigen Gemischaufbereitung der Zünd einspritzung auftritt. In Aufnahme (c) ist Rußleuchten 150 °KW n. ZOT bei 200 bar aus der Gasphase und vom Kolbenboden aufsteigendes Pool-Fire sowie Abbrand flüssigen Kraftstoffs von der Injektorspitze zu beobachten. Die Leuchtspuren in Richtung der Auslassventile veranschaulichen, wie die Rußpartikel von der Auslassströmung durch die bereits geöffneten Ventilspalte aus dem Brennraum gespült werden.



**Abbildung 5.34:** Exemplarische Aufnahmen des Rußeigenleuchtens während der Verbrennung

Beleuchtet mit einer Kaltlichtquelle wurde mittels Hochgeschwindigkeitskamera sowohl Einspritzung als auch Verbrennung 30 aufeinanderfolgender Zyklen kontinuierlich

lich aufgezeichnet. Die Bildfrequenz betrug 14,4 kHz bzw. 0,5 °KW bei einer Drehzahl von 1200<sup>1</sup>/min, der Kontrastumfang 12 bit bzw. 0 bis 4095 Counts. Die Intensitäten aus dem Mie-Streulicht und der Rußstrahlung fallen dabei um ein vielfaches höher aus, als die der Beleuchtungsreflexionen im Brennraum und sind somit klar voneinander zu trennen. Für den Vergleich unterschiedlicher Betriebspunkte wurde zu jedem Aufnahmezeitpunkt die mittlere Bildintensität  $\bar{I}$  in Counts über den Kurbelwinkel aufgetragen.

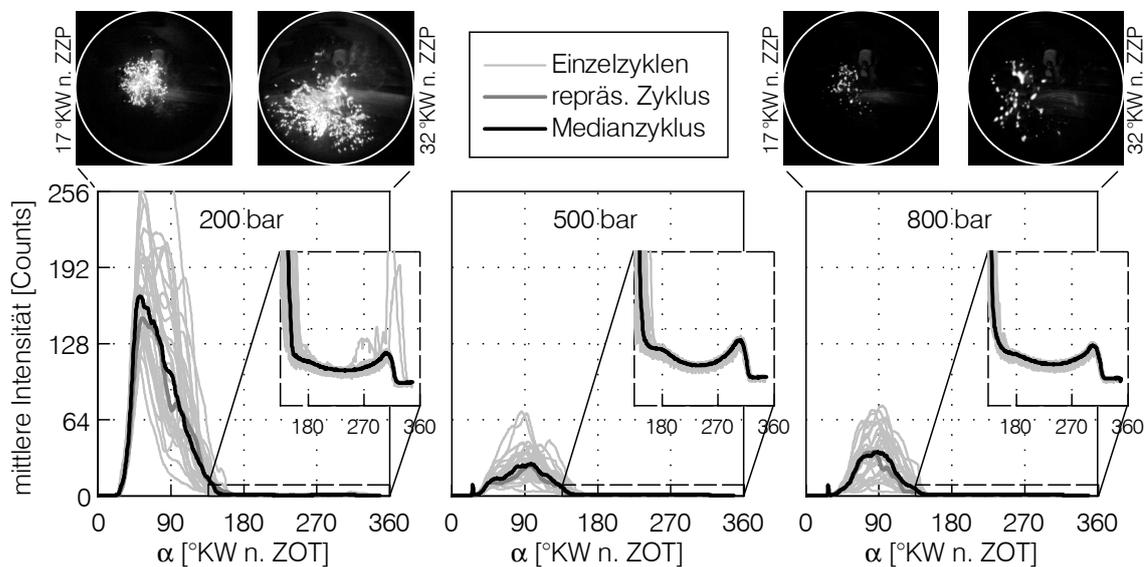
$$\bar{I} = \frac{1}{n} \sum_{Pixel=1}^n I_{Pixel} \quad (5.3)$$

Um das Grundrauschen in den Aufnahmen zu reduzieren, wurde zuvor ein einheitlicher Schwellenwert von den Rohdaten subtrahiert. Die Videosequenzen wurden allerdings zeitbasiert aufgenommen, so dass in Folge der Drehungleichförmigkeit der Kurbelwellenbewegung keine exakte Kurbelwinkelzuordnung der Rohdaten möglich ist. Der ebenfalls aufgezeichnete Verlauf der Zündeinspritzung kann jedoch mit Hilfe der kurbelwinkelbasierten Gemischbildungsaufnahmen aus Abschnitt 5.3.1 einem genauen Kurbelwinkel zugewiesen werden. Über den manuellen Abgleich eines jeden einzelnen Zyklus kann so zumindest zu Beginn der Verbrennung eine hinreichend genaue Kurbelwinkelzuordnung erfolgen. Mit den daraus gewonnenen Daten können qualitative Aussagen über Intensität, Zeitpunkt und Dauer des Rußeigenleuchtens getroffen werden.

In Abbildung 5.35 sind Verläufe des Rußeigenleuchtens zwischen ZOT und LOT mit 200 bar, 500 bar und 800 bar Raildruck bei Haupteinspritzung in den Saughub entsprechend den Messungen mit konstanter Last aus Abbildung 5.12 dargestellt. Zu sehen sind jeweils 30 aufeinander folgende Einzelzyklen und deren dazugehörige Medianverläufe. Die hohen Intensitäten zwischen ZOT und 180 °KW n. ZOT sind überwiegend auf das Rußleuchten aus der Zündeinspritzung zurückzuführen. Sie heben sich deutlich vom Offset zwischen 180 °KW n. ZOT und 360 °KW n. ZOT ab, der aus Beleuchtungsreflexionen an Zündkerze, Kolbenboden und vor allem an der Zylinderwand resultiert. Des Weiteren ist bei 500 bar und 800 bar das relativ schwache Mie-Streulicht-Signal der Zündeinspritzung kurz vor Einsetzen der Verbrennung zu erkennen.

Die Verläufe des Rußleuchtens unterscheiden sich je nach Höhe des Einspritzdrucks sehr deutlich voneinander. Bei einem Raildruck von 200 bar ist zu Beginn der Verbrennung grundsätzlich ein sehr steiler Anstieg der Intensitäten zu verzeichnen. Wie Momentaufnahmen eines nahe am Medianverlauf liegenden repräsentativen Einzelzyklus zeigen, ist dies auf eine sehr kompakte und intensiv leuchtende Rußwolke im Bereich des Zündortes zurückzuführen. Aufgrund des geringen Strahlimpulses bei niedrigem Einspritzdruck befindet sich in der ersten Phase der Verbrennung eine große Ansammlung flüssiger Kraftstofftropfen in unmittelbarer Nähe zum Zündort. Nach der Entflammung breitet sich dieser diffusiv abbrennende Kraftstoff relativ langsam im Beobachtungsvolumen aus. Die integralen Intensitäten sind dabei großen zyklischen Schwankungen unterworfen. Trotz unscharfer Kurbelwinkelzuordnung lässt sich feststellen, dass die stark rußende Verbrennung bis über den Zeitpunkt „Auslass öffnet“

110 °KW n. ZOT hinaus anhält. Vereinzelt tritt mit 200 bar Raildruck sogar noch gegen Ende des Ausschietakts Rußleuchten in der Gasphase und vom Kolbenboden auf (siehe Diagrammausschnitt 180 °KW n. ZOT bis 360 °KW n. ZOT). Dieses Rußleuchten besitzt jedoch eine wesentlich geringere Intensität, da sich die Rußstrahlung in Folge der Abkühlung während des Gaswechsels abschwächt. Sie hebt sich dennoch klar vom gemittelten Verlauf ab, der sich aus der Reflexion der Brennraumbeleuchtung an der Zylinderwand ergibt und erst im Bereich des oberen Totpunkts der Kolbenstellung bei vollständiger Überdeckung der Zylinderlaufbahn auf das Grundrauschen abfällt. Mit Anhebung des Raildrucks auf 500 bar kann die Rußstrahlung signifikant reduziert werden. Der Gradient zu Brennbeginn ist wesentlich kleiner und die maximal gemessenen Intensitäten unterschreiten die minimalen bei 200 bar. Zudem verringern sich die zyklischen Schwankungen erheblich und es ist ein früheres Erlöschen des Rußleuchtens zu beobachten. Rußleuchten während der Aufwärtsbewegung des Kolbens ist nicht mehr sichtbar.

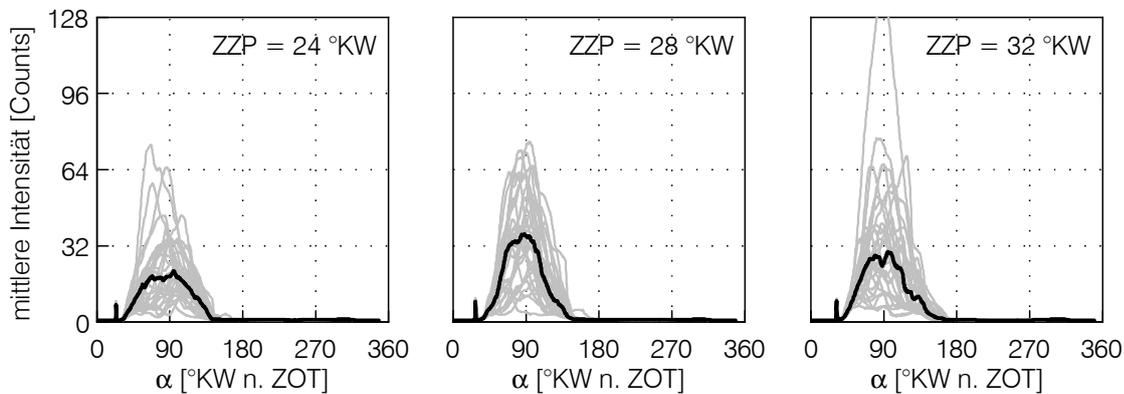


**Abbildung 5.35:** Integrales Rußeigenleuchten während der Verbrennung in Abhängigkeit des Raildrucks mit Haupteinspritzung in den Saughub bei  $h_{\text{Abgas}} \approx 9 \text{ kW/l}$  und  $\lambda = 1,05$

Weiteres Anheben des Raildrucks auf 800 bar hat eine vergleichsweise geringere Auswirkung auf das Rußleuchten als die Steigerung von 200 bar auf 500 bar. Die maximalen Intensitäten steigen sogar etwas an. Jedoch ist im Mittel abermals ein früheres Abklingen deutlich vor 180 °KW n. ZOT, aber immer noch nach dem Zeitpunkt „Auslassventile öffnen“, zu verzeichnen. Einzelaufnahmen der einsetzenden Verbrennung aus einem repräsentativen Verlauf bei 800 bar Raildruck zeigen einen signifikant reduzierten Anteil an diffusiver Verbrennung. Der größere Strahlimpuls verringert den Kraftstoffüberschuss im Zündkerzenbereich. Außerdem sind anhand der Gemischbildungsaufnahmen große Kraftstofftropfen nur als vereinzelte Ligamentreste zu erken-

nen, die nach dem Schließen des Injektors noch aus den Düsenlöchern austreten. Die Ergebnisse des Rußeigenleuchtens bei verschiedenen Einspritzdrücken stehen somit in direktem Zusammenhang mit den Mie-Streulicht-Aufnahmen der Gemischbildung. Außerdem korreliert der höhere Anteil vorgemischter Verbrennung bei hohen Einspritzdrücken mit den niedrigeren Partikelanzahlkonzentrationen im Abgas und den kürzeren Brennverzugszeiten (vgl. Abb. 5.12 bzw. Abschnitt 5.2.1, Einfluss des Raildrucks).

Der Einfluss unterschiedlicher Zündzeitpunkte bei homogenem Grundgemisch sowie 800 bar Raildruck ist in Abbildung 5.36 dargestellt. Gegenüber einem frühen Zündwinkel von  $24^\circ$  KW n. ZOT nimmt die Intensität des Rußeigenleuchtens mit  $28^\circ$  KW n. ZOT im Mittel zu. Der abgedeckte Intensitätsbereich bleibt weitgehend konstant, es treten jedoch vermehrt Zyklen mit hohen Intensitäten auf. Mit noch späterem Zündwinkel von  $32^\circ$  KW n. ZOT nimmt die maximale mittlere Intensität wieder leicht ab, insgesamt steigt die Streuungsamplitude zwischen Minimal- und Maximalintensität jedoch.

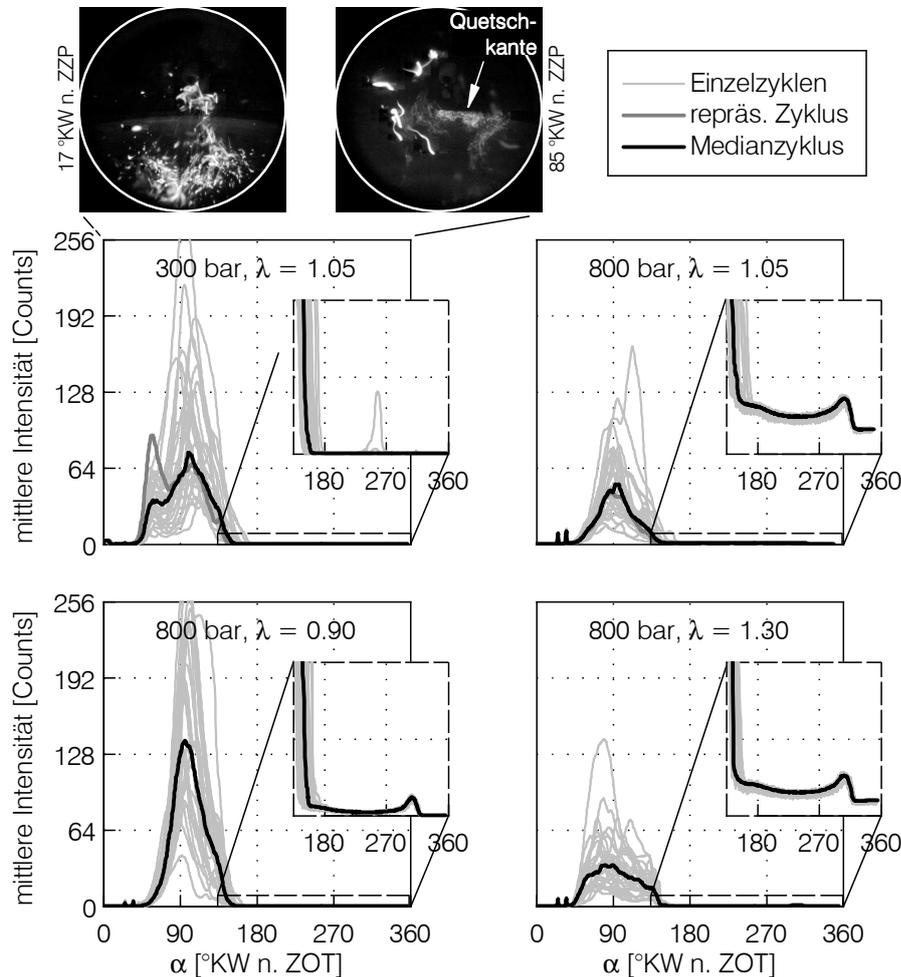


**Abbildung 5.36:** Rußeigenleuchten während der Verbrennung in Abhängigkeit des Zündzeitpunkts mit Haupteinspritzung in den Saughub bei  $p_{\text{Rail}} = 800$  bar und  $\lambda = 1,05$

Die relativ geringen Abweichungen zwischen den verschiedenen Zündwinkeln könnten auf die unterschiedlichen Brennraumbedingungen zum Zeitpunkt der Zündeinspritzung zurückzuführen sein. Der Brennraumgedruck fällt im variierten Bereich um 1 bar ab, gleichzeitig sinkt die Gastemperatur um 50 K. Somit ändern sich neben der Kolbenstellung auch die Eindringtiefe der Zündeinspritzung und die Verdampfung des Kraftstoffs. Eine Erklärung für die mit spätem Zündzeitpunkt ansteigenden Rußkonzentrationen im Abgas (vgl. Abb. 5.9) bietet dieser Ansatz jedoch nicht. Vielmehr dürfte der Grund dafür, wie bereits erwähnt, in der verschleppten Verbrennung und der reduzierten Brenndauer bis „Auslass öffnet“ zu suchen sein, der die Zeit zur Nachoxidation des entstandenen Rußes verkürzt.

Verläufe mit später Einspritzung in den Kompressionshub und inhomogenem Grundgemisch zeigt Abbildung 5.37. Dargestellt sind Ergebnisse mit 300 bar und 800 bar

Raildruck bei einem Luft-Kraftstoffverhältnis von  $\lambda = 1,05$  sowie weitere Ergebnisse bei 800 bar Raildruck mit einem Luft-Kraftstoffverhältnis von  $\lambda = 0,9$  und  $1,3$ . Der Zündzeitpunkt wurde bei  $35^\circ\text{KW n. ZOT}$ , der Einspritzbeginn der ersten Einspritzung bei  $20^\circ\text{KW v. ZOT}$  analog den Messungen aus Abschnitt 5.2.2 vorgegeben.



**Abbildung 5.37:** Rußeigenleuchten in Abhängigkeit von  $p_{\text{Rail}}$  und  $\lambda$  mit Haupteinspritzung in den Kompressionshub  $20^\circ\text{KW v. ZOT}$  und  $\text{ZYP} = 35^\circ\text{KW n. ZOT}$

Der Betriebspunkt mit Gemischschichtung beim niedrigst möglichen Raildruck von 300 bar zeichnet sich durch einen sehr steilen Anstieg der Intensitäten zu Beginn der Verbrennung aus. Allerdings steigen sie nicht kontinuierlich an, wie im Betriebspunkt mit homogenem Grundgemisch und 200 bar Raildruck, sondern erreichen erst nach einer zwischenzeitlichen Abschwächung ihr Maximum. Das Absolutniveau der Intensitäten ist mit den restlichen Betriebspunkten nicht vergleichbar, da es in Folge der starken Fensterverschmutzung (siehe Gemischbildungsaufnahmen Abb. 5.33) gedämpft wird. Bei genauer Analyse der Einzelzyklen ist zu erkennen, dass der erste Anstieg wie bei den anderen Betriebspunkten aus der ungenügenden Gemischbildung der Zündeinspritzung resultiert. Der zweite, verzögerte Anstieg jedoch resultiert aus dem Ruß-

leuchten der Verbrennung lokal sehr fetter Gemischzonen, die noch Kraftstoff aus der ersten, ebenfalls ungenügend aufbereiteten Haupteinspritzung enthalten. Dieses Rußeigenleuchten ist großen zyklischen Schwankungen unterworfen und tritt als Spiegelung nicht direkt sichtbarer Strahlung an der Zylinderwand auf.

Als weitere Strahlungsquelle kann, wie in Abbildung 5.37 oben bei 85 °KW n. ZZP gezeigt, die Quetschfläche am Zylinderkopfdach identifiziert werden. Bei der Kompressionshub einspritzung wird vermutlich flüssiger Kraftstoff in den Quetschspalt hineingedrückt, der dort erst verzögert von der Flammenfront erfasst wird. Gleiches gilt für Kraftstoff, der sich auf dem Kolbenboden abgesetzt hat. Zudem ist in einzelnen Zyklen Rußeigenleuchten während des Ausschiebetakts zu beobachten. Der fehlende Offset der Strahlungsintensität zwischen 180 °KW n. ZOT und 360 °KW n. ZOT ist mit der bereits erwähnten Verschmutzung der optischen Zugänge in diesem Betriebspunkt zu erklären.

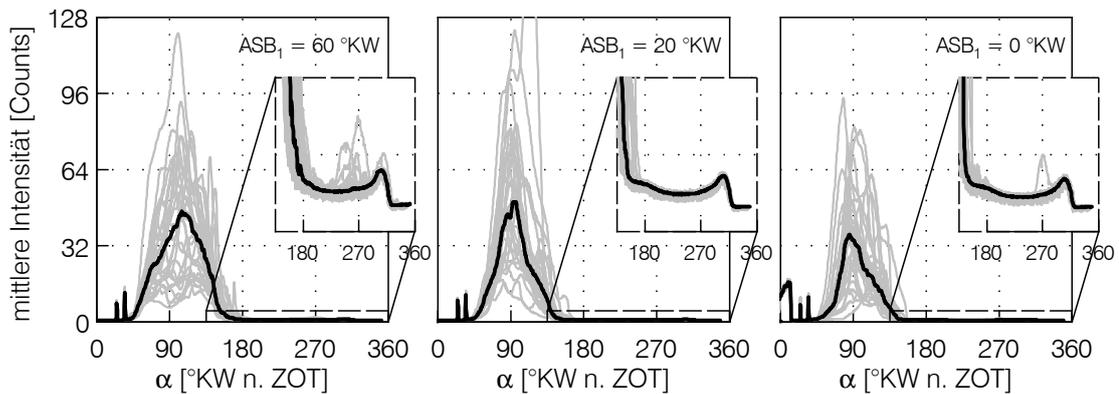
Eine Anhebung des Raildrucks auf 800 bar senkt die gemessenen Intensitäten und die Zyklusschwankungen merklich ab. Die Verläufe weisen aufgrund der lokal sehr fetten Verbrennung ein ausgeprägtes Maximum auf, wobei die maximale mittlere Intensität bei inhomogenem Grundgemisch diese bei homogenem übersteigt. Weitere signifikante Unterschiede im Rußeigenleuchten können zwischen den beiden Betriebspunkten mit homogenem und geschichtetem Grundgemisch bei 800 bar Raildruck, einem Luftverhältnis von  $\lambda = 1,05$  und einem Abgasenthalpiestrom von  $9 \text{ kW/l}$  nicht identifiziert werden.

Mit Absenkung des globalen Luft-Kraftstoffverhältnisses auf  $\lambda = 0,9$  nimmt das Rußeigenleuchten deutlich zu. Die zyklischen Schwankungen und die maximale mittlere Intensität steigen, nicht jedoch die Dauer des Rußeigenleuchtens. Auch ist keine Partikelstrahlung während des Ausschlebens zu beobachten. Die hohe Partikelanzahlkonzentration im Abgas in diesem Betriebspunkt gegenüber der Saughubeinspritzung mit einem Luftverhältnis von  $\lambda = 0,9$  lässt jedoch darauf schließen, dass der lokal größere Sauerstoffmangel die Partikelbildung zusätzlich fördert. Diese Partikel können aufgrund des auch globalen Sauerstoffmangels im Laufe der weiteren Verbrennung nicht mehr ausreichend nachoxidiert werden. Globales Abmagern verringert auch bei Kraftstoffschiebung den lokalen Sauerstoffmangel. Die Verläufe des Rußeigenleuchtens beim Luftverhältnis  $\lambda = 1,3$  nähern sich daher den flachen Verläufen mit homogenem Grundgemisch und hohem Einspritzdruck an. Es tritt kein ausgeprägtes Maximum auf. Das Abklingen der Strahlungsintensität verzögert sich jedoch in Folge der verschleppten Verbrennung.

Die Abhängigkeit der Rußstrahlung vom Ansteuerbeginn der ersten Einspritzung in den Kompressionshub ist in Abbildung 5.38 bei 60, 20 und 0 °KW v. ZOT dargestellt. Die maximalen Intensitäten der gemittelten Verläufe und der Schwankungsbereich liegen bei allen drei Einspritzzeiten auf vergleichbarem Niveau. Mit Einspritzung in den Kompressionshub bei  $ASB_1 = 60 \text{ °KW v. ZOT}$  stellt sich ein vergleichsweise breiter gemittelter Verlauf des Rußeigenleuchtens ein, der mit Spätverschiebung der Einspritzung ein schärferes Maximum ausbildet. Die Intensitäten klingen bei früher Einspritzung

entsprechend der langsamen Wärmefreisetzung (vgl. Abb. 5.22) sehr spät, teilweise erst nach dem unteren Totpunkt ab. Im Ausschietbetakt tritt vermehrt Rußleuchten in Folge von Pool-Fire auf, das als Reflexion an der Zylinderwand zu beobachten ist. Dies lässt bei zu früher Einspritzung in den Kompressionshub auf eine starke Benetzung des Kolbenbodens durch die große Eindringtiefe der Einspritzstrahlen wegen der niedrigen Gegendrücke und Temperaturen im Zylinder schließen. In Verbindung mit der langsamen Verbrennung führt dies sowohl bei niedrigem als auch bei hohem Raildruck zu hohen Partikelemissionen (siehe Abb. 5.21).

Bei später Einspritzung im Bereich des oberen Totpunkts können dagegen nur sehr vereinzelt Pool-Fire festgestellt werden. Die wegen der kurzen Gemischbildungszeit sehr kompakte fette Gemischwolke führt zu einem schnelleren Massenumsatz, so dass das Rußleuchten weit vor dem unteren Totpunkt wieder abklingt. Die in Folge der stärkeren Schichtung vermehrt gebildeten Partikel können jedoch in Folge des lokalen Sauerstoffmangels nicht nachoxidiert werden. Deshalb steigen die Partikelemissionen auch zu späten Einspritzzeitpunkten hin wieder an und sind aufgrund der kurzen Gemischbildungsdauer besonders raildruckabhängig.



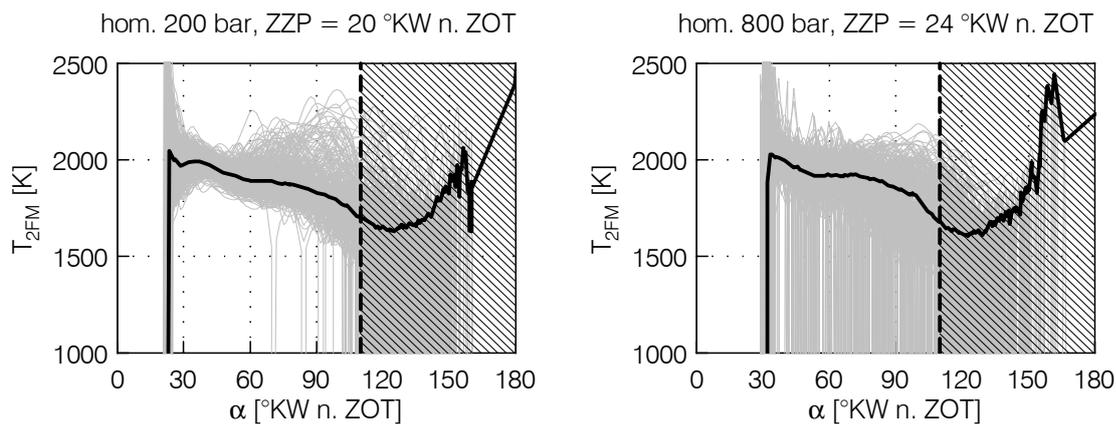
**Abbildung 5.38:** Rußeigenleuchten in Abhängigkeit des Ansteuerbeginns der ersten Einspritzung mit  $p_{\text{Rail}} = 800 \text{ bar}$  und  $\text{ZZP} = 35 \text{ °KW n. ZOT}$

Unabhängig von der Einspritzstrategie ist beim Katalysatorheizen allen Betriebspunkten der rußende Abbrand von flüssigem Kraftstoff an der Injektorspitze gegen Ende des Expansionshubs gemein (vgl. Abb. 5.34(c)). Die so entstehenden Partikel werden von der Auslassströmung deutlich sichtbar direkt in den Abgastrakt gespült und sind für einen nicht zu vernachlässigenden Anteil an der gesamten Partikelanzahlkonzentration verantwortlich. Eine Optimierung der dieseltypischen Düsengeometrie und des Schließverhaltens sowie eine verbesserte Positionierung und Umströmung der Düse im Brennraumdach bieten daher abseits von der Gemischbildung noch großes Potenzial zur Senkung der Partikelanzahl am verwendeten Forschungseinzylindermotor.

### 5.3.3 Zwei-Farben-Methode

Der zeitliche Verlauf der Rußtemperatur und der Rußkonzentration in der Flamme lässt sich mit Hilfe der Zwei-Farben-Methode ermitteln. Hieraus lassen sich Rückschlüsse auf die Bildung und Oxidation des Rußes im Brennraum ziehen. Die Beobachtung erfolgte am Versuchsmotor über den selben optischen Zugang wie bei den Aufnahmen des Mie-Streulichts und des Rußeigenleuchtens. Mit einer Apertur von  $25,4^\circ$  bietet die verwendete Lichtleitertechnik jedoch nur einen reduzierten Sichtkegel (siehe Abb. 5.29). Dennoch wird die Rußstrahlung aus der Zünd einspritzung in der näheren Umgebung der Zündkerze erfasst. Die gemessenen Signale von jeweils 300 aufeinanderfolgender Zyklen wurden im Anschluss mittels einem von Eichmeier [25] erstellten Programm in Temperaturen und Rußkonzentrationen umgerechnet.

Abbildung 5.39 zeigt die Verläufe der berechneten Rußtemperaturen für zwei Betriebspunkte mit geringen Rußkonzentrationen bei 200 bar und 800 bar Raildruck sowie homogenem Grundgemisch (vgl. Messreihe Abb. 5.9 bei ca.  $\dot{h}_{\text{Abgas}} = 8 \text{ kW/l}$ ). In Folge des intensiven Rußleuchtens bei 200 bar ist das Signal-Rausch-Verhältnis ausreichend hoch, um die Rußtemperaturen beinahe aller Zyklen über einen weiten Kurbelwinkelbereich durchgehend bestimmen zu können. Ab etwa  $110^\circ \text{KW n. ZOT}$  nimmt das Signal einer steigenden Anzahl von Zyklen so weit ab, dass zunehmend weniger Kurbelwinkeln Temperaturen zugewiesen werden können. Ein repräsentativer Mittelwert ist deshalb zu späten Zeitpunkten nicht mehr ermittelbar, obwohl vereinzelt ausreichend hohe Strahlungsintensitäten auftreten, die auch bei späten Kurbelwinkeln noch eine Rußtemperatur- und Konzentrationsberechnung ermöglichen. Bei der Mittelwertbildung des Temperaturverlaufs selbst bleiben Nulldurchgänge in Folge von Berechnungsabbrüchen unberücksichtigt. Bei den im Folgenden dargestellten mittleren Rußtemperaturen sind die Verläufe um den Bereich vor der ersten Temperaturberechnung und den stark verrauschten Anteil gegen Ende der Verbrennung gekürzt.



**Abbildung 5.39:** Zwei-Farben-Temperaturverläufe 300 aufeinander folgender Zyklen inkl. Median mit homogenem Grundgemisch und niedrigen Abgasrußkonzentrationen; links  $p_{\text{Rail}} = 200 \text{ bar}$ , rechts  $p_{\text{Rail}} = 800 \text{ bar}$

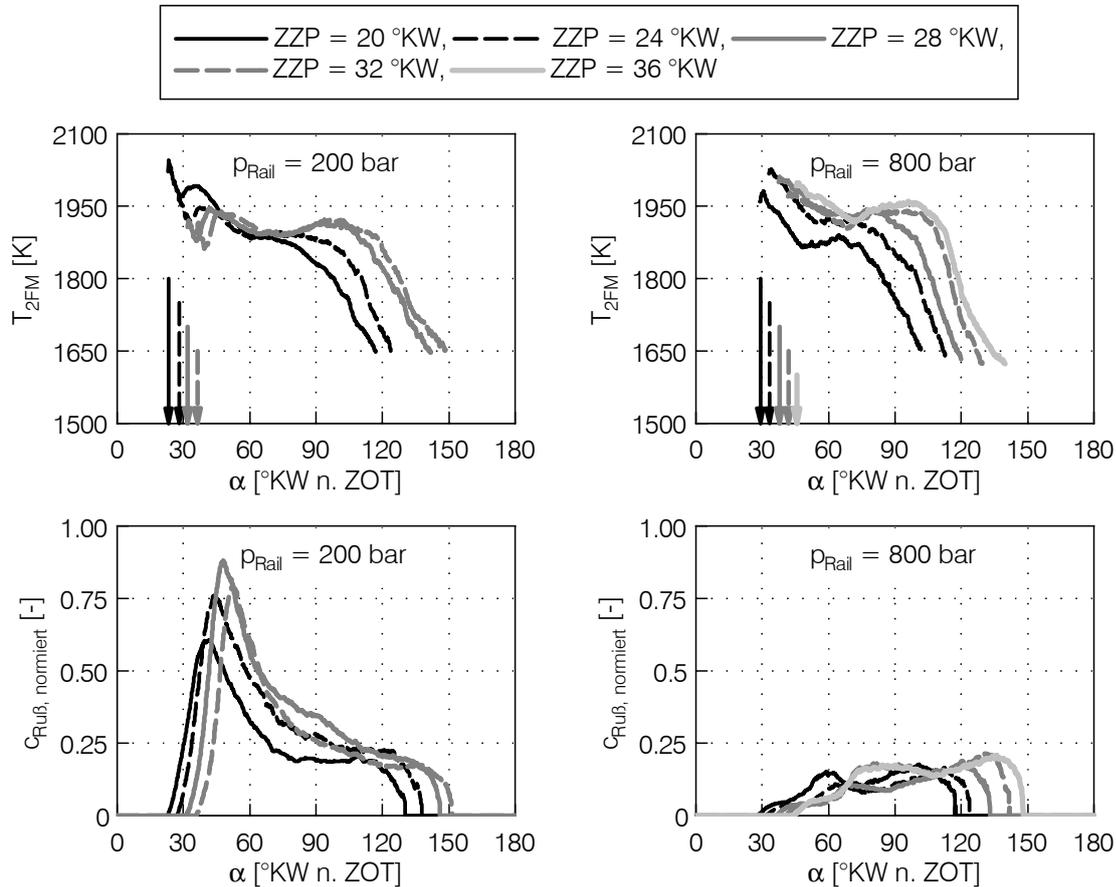
Mit 800 bar Raildruck ist das Signal-Rausch-Verhältnis aufgrund des schwächeren Rußleuchtens deutlich niedriger. Rußtemperaturen über einen durchgängigen Kurbelwinkelbereich können nur für eine kleinere Anzahl von Zyklen bestimmt werden. Zwischen Zündzeitpunkt und 110 °KW n. ZOT sind dies noch ca.  $\frac{2}{3}$  der Zyklen. Zu späteren Kurbelwinkeln nimmt die Anzahl vergleichbar mit 200 bar Raildruck stark ab (schraffierter Bereich Abb. 5.39).

In Abbildung 5.40 sind die Rußtemperaturen und normierten Konzentrationsverläufe zweier Zündwinkelvariationen gemittelt über 300 Zyklen dargestellt, jeweils bei 200 bar und 800 bar Raildruck sowie 1,8 bar indiziertem Mitteldruck. Sie entsprechen den Zündwinkelvariationen mit homogenem Grundgemisch aus Abschnitt 5.2.1. Wie anhand der Verläufe zu erkennen ist, können bei gleichem Zündzeitpunkt mit hohem Raildruck erst später Rußtemperaturen berechnet werden als mit niedrigem Raildruck, da die Rußstrahlungsintensität deutlich langsamer ansteigt. Bei beiden Drücken wird die äquidistante Verschiebung des Zündwinkels über die Messreihen hinweg jedoch korrekt wiedergegeben. Mit Spätverschiebung des Zündwinkels steigen die Temperaturen zwischen ca. 90 °KW n. ZOT und 120 °KW n. ZOT unabhängig vom Einspritzdruck kontinuierlich an. Dies deckt sich, ebenso wie der un stetige Verlauf bis 90 °KW n. ZOT, qualitativ mit den aus der zweizonigen Brennverlaufsanalyse gewonnenen Erkenntnissen bei 800 bar (siehe Abb. 5.11). Darüber hinaus bestätigt das frühere Absinken der Rußtemperaturen bei gleichen Zündwinkeln mit hohem Einspritzdruck die Annahme eines schnelleren Kraftstoffumsatzes und früheren Endes der Verbrennung.

Allerdings weichen die Absolutwerte der berechneten Temperaturen aus der Zwei-Farben-Methode und der zweizonigen Brennverlaufsanalyse um ca. 400 K voneinander ab. Dies ist auf die ungleichmäßige Verteilung der Rußkonzentration im Beobachtungsvolumen zurückzuführen. Zum einen ist dadurch die für die Zwei-Farben-Methode angenommene Bedingung einer gleichmäßigen Temperatur- und Konzentrationsverteilung im Beobachtungsvolumen nicht mehr erfüllt, was nach Gstrein [44] zu einer zu niedrigen gemessenen Temperatur führt. Zum anderen kann bei starken Inhomogenitäten der Gemischzusammensetzung während der Verbrennung nicht davon ausgegangen werden, dass die lokale Temperatur des Rußes mit der integralen Temperatur im Verbrannten aus der Brennverlaufsanalyse übereinstimmt. Nach Heywood [50] fallen die Temperaturen ausgehend von einem Maximum im leicht unterstöchiometrischen Bereich sowohl zu zunehmend magerer als auch zu fetter Verbrennung hin ab. Die lokalen Temperaturen der sehr fetten Diffusionsverbrennung flüssiger Kraftstofftröpfchen liegen somit unter der globalen und näher am Stöchiometrischen liegenden Verbrennungstemperatur.

Die normierte Rußkonzentration zeigt bei 200 bar Raildruck unabhängig vom Zündwinkel einen steilen Anstieg und ein ausgeprägtes Maximum zu Beginn der Verbrennung, welche auf den diffusionskontrollierten Abbrand flüssigen Kraftstoffs aus der mangelhaft aufbereiteten Zündeinspritzung zurückzuführen sind. Unmittelbar nach den Maxima fallen die berechneten Konzentrationen wieder steil ab. Dies ist jedoch nicht zwangsläufig mit einer Abnahme der tatsächlichen Rußkonzentration im Brennraum

verbunden, da ein Teil der Verbrennung das Beobachtungsvolumen verlässt. Für die Plateaubildung gegen Ende der Verbrennung ist maßgeblich der rußende Abbrand von Kraftstoff an der Injektorspitze verantwortlich. Diese in allen Betriebspunkten gleichermaßen auftretende Strahlung befindet sich im Bereich des Beobachtungsvolumens der Zwei-Farben-Methode, wie der Abgleich mit Hochgeschwindigkeitsaufnahmen des Rußeigenleuchtens zeigt.

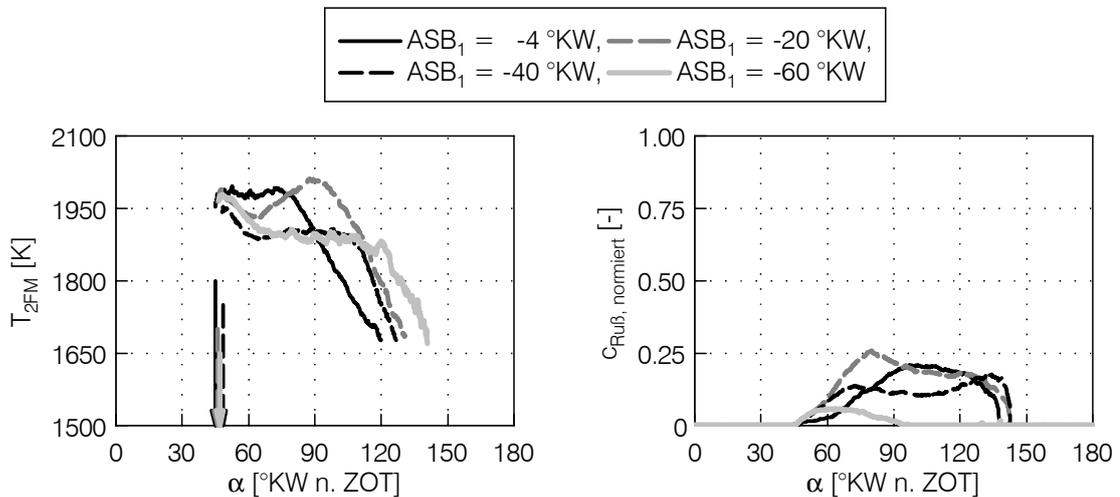


**Abbildung 5.40:** Mittlere Zwei-Farben-Temperatur- und Rußkonzentrationsverläufe in Abhängigkeit des Zündzeitpunkts mit homogenem Grundgemisch; links 200 bar, rechts 800 bar Raildruck

Mit 800 bar Raildruck verschwinden die ausgeprägten Maxima in den Rußkonzentrationsverläufen. Die zyklischen Schwankungen der Strahlungsintensität sind zu hoch, als dass bei den im Mittel sehr niedrigen Intensitäten sinnvolle Aussagen über den Konzentrationsverlauf getroffen werden könnten. Jedoch ist wieder ein Anstieg gegen Ende der Verbrennung in Folge der Rußstrahlung von der Injektorspitze zu beobachten. Die signifikant höheren Maximalkonzentrationen bei 200 bar gegenüber 800 bar Raildruck und deren Verlauf über den Zündzeitpunkt sind auch in den im Abgas gemessenen Rußkonzentrationen wiederzufinden. Die Konzentrationsdifferenz fällt dort jedoch nochmals deutlich höher aus. Außerdem belegen die Anstiege gegen Ende der Verbren-

nung bei 800 bar die Vermutung, dass ein Großteil der Partikelemissionen nicht von der Zündeinspritzung, sondern von Verkokungen an der Injektorspitze herrühren.

Die Verläufe mit Kompressionshubeinspritzung bei 800 bar Raildruck in Abhängigkeit des Ansteuerbeginns der ersten Einspritzung zeigt Abbildung 5.41. Auch mit Gemischschichtung bewegen sich die berechneten Rußkonzentrationen bei einem Einspritzdruck von 800 bar auf sehr niedrigem Niveau, so dass kein klarer Trend in Relation zum Einspritzzeitpunkt ausgemacht werden kann. Speziell der Betriebspunkt mit einem Ansteuerbeginn von  $60^\circ\text{KW}$  v. ZOT, der sich durch hohe Partikelkonzentrationen im Abgas auszeichnet, zeigt mit der Zwei-Farben-Methoden nur sehr niedrige Rußkonzentrationen. Die partikelverursachende Verbrennung findet hauptsächlich außerhalb des Beobachtungsvolumens statt, z.B. zu späten Zeitpunkten auf dem Kolbenboden. Dies macht in diesem Fall einen Bezug zu den im Abgas gemessenen Emissionen ebenso unmöglich wie mit homogenem Gemisch bei gleichem Raildruck.



**Abbildung 5.41:** Mittlere Zwei-Farben-Temperatur- und Rußkonzentrationsverläufe in Abhängigkeit des Ansteuerbeginns der ersten Einspritzung mit inhomogenem Grundgemisch und  $p_{\text{Rail}} = 800$  bar

Die berechneten Rußtemperaturen zeigen dagegen eine ausgeprägte Abhängigkeit vom Einspritzzeitpunkt. Beim spätesten Ansteuerbeginn von  $4^\circ\text{KW}$  v. ZOT fällt die Temperatur im Gegensatz zu allen anderen Verläufen nach Brennbeginn nicht ab, sondern bleibt auf einem konstanten Niveau. Diese hohe Temperatur korreliert mit der sehr schnellen Wärmefreisetzung in diesem Betriebspunkt (vgl. Abb. 5.22). Die Voraussetzungen dafür bietet zum einen die gute Kraftstoffaufbereitung bei 800 bar und zum anderen die lokal unterstöchiometrische Gemischzusammensetzung, die aus der starken Schichtung mit spätem Einspritzzeitpunkt resultiert. In Folge des relativ schnellen Verbrennungsendes im Beobachtungsvolumen sinken die Temperaturen früh wieder ab.

Wird die Kraftstoffmasse zu einem früheren Zeitpunkt im Kompressionshub eingespritzt, bleibt bis zur Zündung mehr Zeit für die Homogenisierung. Bei einem Ansteuerbeginn von 20°KW v. ZOT fällt die Temperatur während des Abbrands des zündungsnah eingebrachten Kraftstoffs zunächst ab. Daran schließt sich ein Wiederanstieg der Temperatur an, der sein Maximum im Bereich der Verbrennungsschwerpunktlage bei 90°KW v. ZOT erreicht. Trotz der inhomogenen Rußverteilung steht dies in direktem Bezug zur maximalen Wärmefreisetzungsrates in diesem Betriebspunkt (vgl. Abb. 5.22). Mit weiterer Frühverschiebung der Kompressionshubeinspritzung flacht der Verlauf der Rußtemperaturen ab. Auch diese Beobachtung deckt sich qualitativ mit den niedrigeren Wärmefreisetzungsrates bei zunehmender Homogenisierung, die auf eine Abmagerung der Verbrennung hindeuten.

Prinzipiell unterstreichen die mittels Zwei-Farben-Methode berechneten Rußkonzentrationen bei Raildrücken von 200 bar und 800 bar ebenso wie die Aufnahmen des Rußeigenleuchtens die Abnahme diffusionskontrollierter Verbrennung aus der zündungsnahen Einspritzung mit hohem Einspritzdruck. Allerdings sinken die Strahlungsintensitäten bei Betriebspunkten mit geringen diffusiven Verbrennungsanteilen im Beobachtungsvolumen schnell unter ein Niveau, das aussagekräftige Rückschlüsse auf die Rußbildung und -oxidation zulässt. Hinzu kommt das durch den Lichtleiter bedingte, eingeschränkte Beobachtungsvolumen, das im vorliegenden Fall rußende Verbrennung in Form von Pool-Fire zu späten Zeitpunkten der Verbrennung nicht erfasst. Bei derart inhomogenen Konzentrationsverteilungen im Brennraum ist für die Interpretation der Ergebnisse der Zwei-Farben-Methoden daher ein Abgleich mit Hochgeschwindigkeitskamera-Aufnahmen erforderlich. Anhand der daraus gewonnenen örtlichen Zuordnung der Strahlungsquellen können dann mit der Zwei-Farben-Methode qualitative Aussagen über die lokale Rußentstehung und -oxidation im Brennraum getroffen werden. Eine direkte Korrelation mit im Abgas gemessenen Ruß- oder Partikelanzahlkonzentrationen ist im vorliegenden Fall jedoch nur sehr eingeschränkt möglich.

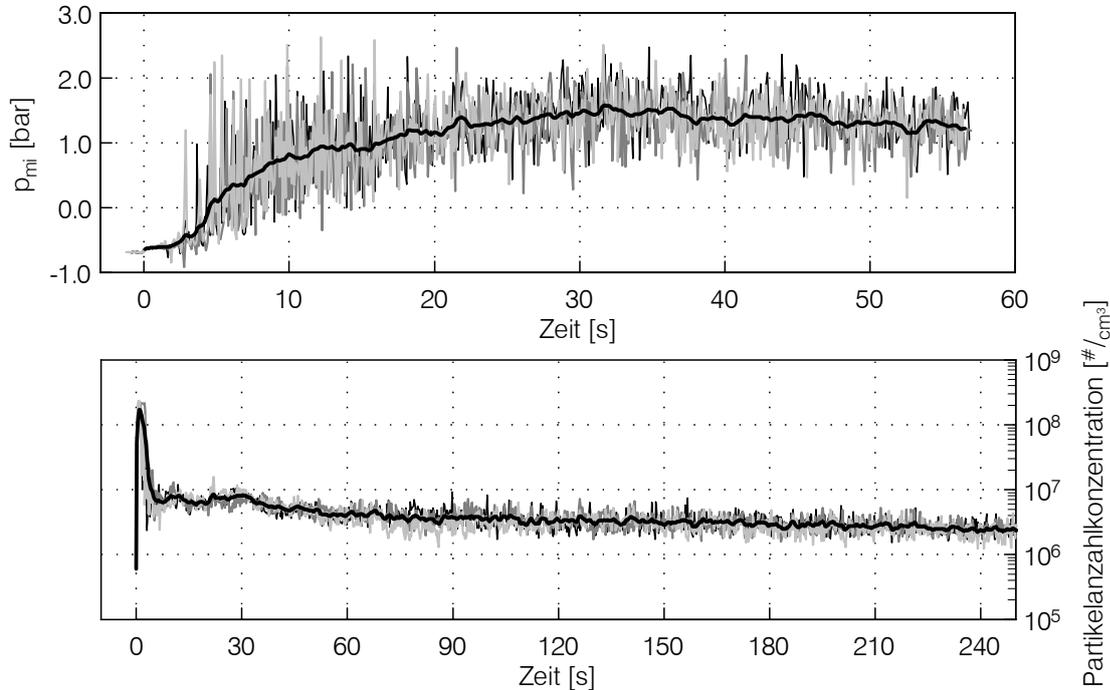
## 5.4 Motorstarts in den Katalysatorheizbetrieb

Anhand von stationären Betriebspunkten ist es möglich, den Einfluss einzelner Parameter unter stabilen Rahmenbedingungen detailliert zu betrachten. Jedoch ändern sich maßgebliche Faktoren beim Start- und Aufwärmvorgang eines Verbrennungsmotors gerade in den ersten Umdrehungen von Zyklus zu Zyklus sehr stark. So ist davon auszugehen, dass sich die Brennraumoberflächen an Kolben und Zylinderkopf trotz kühler Bauteilstrukturen sehr schnell erwärmen und sich im Anschluss aufgrund der steigenden Kühlwasser- und Strukturtemperatur weiter aufheizen. Auch der Aufbau eines Kraftstoffwandfilms an den kalten Brennraumwänden und die Stabilisierung des Restgasgehalts sind hier zu nennen. Ein zwangsgekühlter stationärer Katalysatorheizbetrieb bildet diese Änderungen der Randbedingungen nicht ab. Um weitere Erkenntnisse über den Einfluss des Einspritzdrucks und der Einspritzstrategie auf Gemischbildung und Verbrennung zu gewinnen, wurden deshalb zusätzlich zu den stationären Betriebspunkten Motorstarts direkt in den Katalysatorheizbetrieb mit den drei in Abschnitt 5.2.3 gegenübergestellten Einspritzstrategien untersucht, mit deren Hilfe weitere Rückschlüsse auf die Robustheit der Entflammung und Verbrennung sowie die Entwicklung der Emissionen in den ersten Sekunden des Motorbetriebs gezogen werden können.

Für diese Startuntersuchungen wurde der Motor zunächst im Stillstand mit Hilfe der externen Konditionierung vollständig auf ca. 20 °C abgekühlt. Anschließend erfolgte nach kurzem Hochschleppen auf die Zieldrehzahl von 1200 1/min die Freigabe der Einspritzung mit den im Stationärbetrieb gefahrenen Parametern für  $\dot{h}_{\text{Abgas}} \approx 9 \text{ kW/l}$  (vgl. Tabelle 5.2) sowie die Abschaltung der Zwangskühlung. Für jede der drei Einspritzstrategien wurde ein solcher Startvorgang dreimal durchlaufen. Mit dieser Vorgehensweise konnte unabhängig vom Betriebspunkt eine sehr gute Wiederholbarkeit aller Messgrößen gewährleistet werden, wie Abbildung 5.42 exemplarisch anhand der indizierten Mitteldrücke und Partikelemissionen für den Betriebspunkt mit 200 bar Raildruck zeigt.

In Folge der abweichenden Ansprechzeiten der Messtechnik aufgrund unterschiedlicher Messprinzipien wurde der Zeitpunkt  $t = 0 \text{ s}$  für die jeweiligen Messgrößen individuell festgelegt. Den Indizierdaten konnte über die Aufzeichnung des Injektoransteuersignals der erste Zyklus mit Kraftstoffeinspritzung exakt zugeordnet werden. Für die Werte aus der Datenerfassung wurde angesichts verschiedener Gaslauf- und Totzeiten die erste sich vom Messrauschen abhebende Wertänderung als Kriterium für die zeitliche Zuordnung herangezogen. Die Messsignale der Partikel- und Rußkonzentrationsmessungen wurden mit einer Auflösung von 5 Hz aufgezeichnet, um eine möglichst hohe Dynamik beim Startvorgang zu gewährleisten. Alle übrigen Werte aus der Datenerfassung wie Temperaturen, Drücke und Abgasemissionen wurden mit 1 Hz geloggt. Die zeitbasierten Messungen erfolgten über mindestens 270 s nach Freigabe der Einspritzung, die Messdauer für die Indizierdaten war durch das Indiziersystem auf maximal 579 Zyklen bzw. 58 s bei 1200 1/min beschränkt. Aus jeweils drei Motorstarts wurde

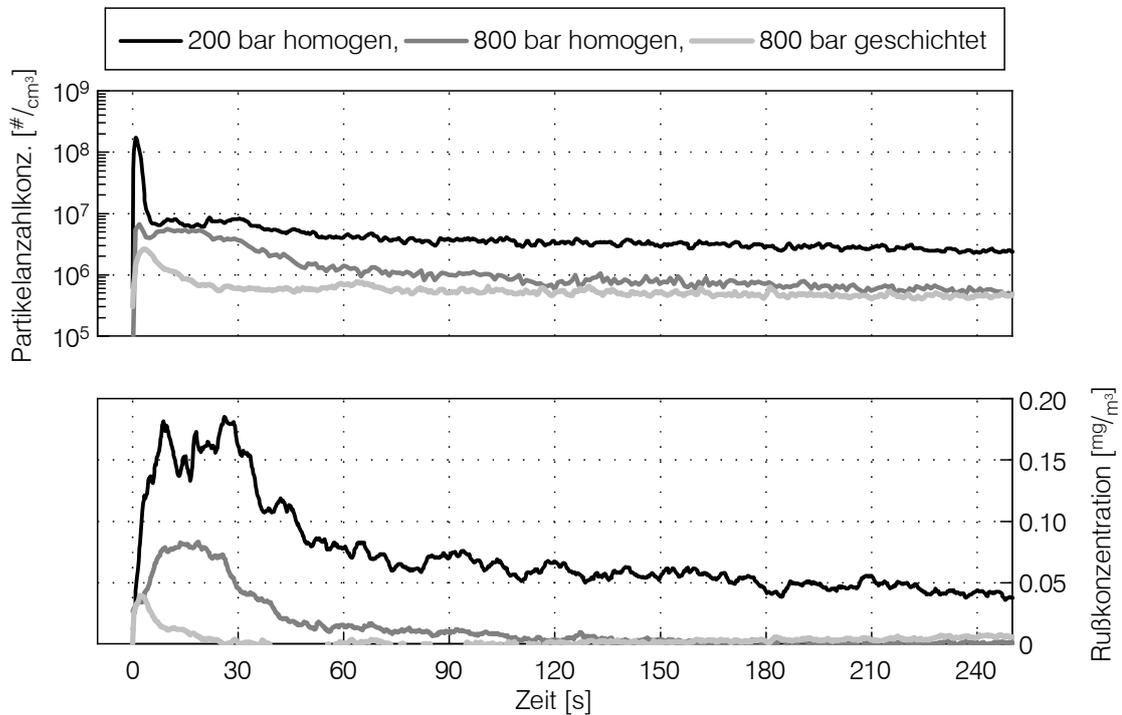
im Anschluss ein mittlerer Verlauf berechnet. Die eingesetzte HC- und NO<sub>x</sub>-Emissionsmesstechnik ist nicht für eine hochdynamische Abgasanalyse ausgelegt. Dennoch können die Unterschiede zwischen den verschiedenen Katalysatorheizstrategien hinreichend aufgelöst und zum qualitativen Vergleich herangezogen werden.



**Abbildung 5.42:** Verlauf des indizierten Mitteldrucks und der Partikelemissionen von drei aufeinanderfolgenden Katalysatorheizstarts bei  $p_{\text{Rail}} = 200$  bar und deren geglätteter Mittelwert

Allen gemessenen Größen gemein ist das Einschwingverhalten in den ersten 30 bis 60 s. Danach nimmt die Dynamik deutlich ab und die Werte nähern sich dem Niveau der Stationäruntersuchungen aus Abschnitt 5.2.3 an. Abbildung 5.43 zeigt die Verläufe der Ruß- und der Partikelanzahlkonzentration während der ersten 240 s nach Freigabe der Einspritzung, die sich abhängig von der Betriebsstrategie deutlich unterscheiden. Die mit Abstand höchsten Absolutwerte sind mit 200 bar Raildruck und homogenem Grundgemisch zu verzeichnen. Die Partikelanzahlkonzentration zeigt direkt zu Beginn eine ausgeprägte kurze Überhöhung auf Werte über  $10^8$   $\#/cm^3$ , die in der Rußkonzentration nicht wieder zu finden ist. Anschließend bleiben sowohl die Ruß- als auch die Partikelkonzentration ca. 30 s auf annähernd konstant hohem Niveau. Im Anschluss daran klingen diese kontinuierlich ab, wobei sich der Gradient nach ca. 60 s verringert. Mit Anhebung des Raildrucks auf 800 bar wird der anfängliche Peak der Partikelemissionen nahezu eliminiert und das Gesamtniveau um eine halbe Größenordnung reduziert. Die späte Einspritzung des Kraftstoffs in den Kompressionshub verändert den Emissionsverlauf noch einmal deutlich. Trotz des gleichen Einspritzdrucks von 800 bar wird die anfängliche Partikelemissionsüberhöhung weiter gedämpft und das

sich mit Saughubeinspritzung anschließende ca. 30 sekundige Plateau mit hoher Ruß- und Partikelanzahlkonzentration weicht einer zügigen Abnahme. Die Emissionen fallen mit Kraftstoffschichtung schon in den ersten 30 s nahezu auf den niedrigen Wert aus dem Stationärbetrieb ab.

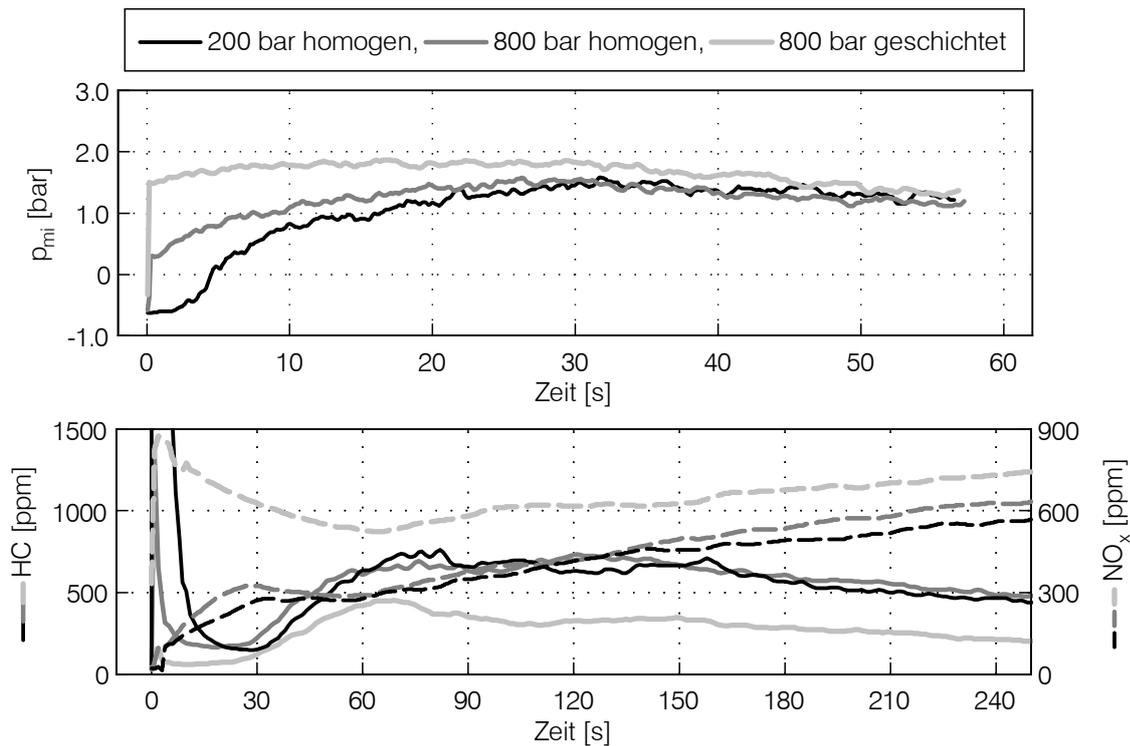


**Abbildung 5.43:** Vergleich des Ruß- und Partikelkonzentrationsverlaufs in Abhängigkeit der Katalysatorheizstrategie mit  $\lambda = 1,05$

Große Differenzen zeigen sich auch je nach Katalysatorheizstrategie im Aufbau des indizierten Mitteldrucks während der ersten Zyklen nach Freigabe der Einspritzung (vgl. Abb. 5.44 oben). Während mit 200 bar und homogenem Gemisch die Last ca. 30 Zyklen annähernd auf Schleppebene verharrt und anschließend langsam ansteigt, ist mit 800 bar schon im 3. Zyklus ein sprunghafter Anstieg des indizierten Mitteldrucks zu verzeichnen. Die anschließende weitere Lastzunahme verläuft ebenfalls schneller. Mit Kompressionshubeinspritzung und Gemischschichtung liegt dagegen schon ab dem ersten Zyklus mit Kraftstoffeinspritzung annähernd der Ziel-Mitteldruck an.

Aus der Betrachtung der einzelnen Zylinderdruckverläufe in Abbildung 5.45 geht hervor, dass das Luft-Kraftstoffgemisch in den ersten Zyklen bei 200 bar Raildruck zunächst gar nicht entflammt wird bzw. die Verbrennung extrem verschleppt abläuft. Dieser verzögerte Lastaufbau wirkt sich dementsprechend auch auf die HC-Emissionen aus, wie in Abbildung 5.44 unten dargestellt. Mit 200 bar Raildruck verlässt der Kraftstoff den Brennraum während der ersten Zyklen größtenteils unverbrannt und die Emissionen unverbrannter Kohlenwasserstoffe übersteigen kurzzeitig die Messbereichsgrenze von maximal 10.000 ppm. Gleichzeitig steigen die Stickoxidemissionen nur

sehr flach an. Die HC-Emissionen erklären auch die vermeintlich hohen Partikelemissionen in den ersten 5 s unmittelbar nach dem Start mit 200 bar, die im Rußkonzentrationsverlauf nicht wiederzufinden sind. Der hohe Anteil an Flüssigphase kann im Partikelzähler trotz Verdünnung und Aufheizung nicht in die Gasphase umgewandelt werden und führt so zur Einbeziehung von Kraftstofftröpfchen in die Anzahlmessung. Nach ca. 10 s hat sich die Verbrennung weitgehend stabilisiert. Die niedrigen HC-Emissionen deuten in Zusammenhang mit der leichten Überhöhung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen auf niedrige Restgasgehalte im Brennraum in dieser Phase des Motorstarts hin. Nach ca. 60 s haben sich die Abgaswerte weitgehend stabilisiert. Von da an führt die kontinuierliche Erwärmung des Motors zu einem stetigen Absinken der HC-Emissionen bei gleichzeitigem Ansteigen der  $\text{NO}_x$ -Emissionen.

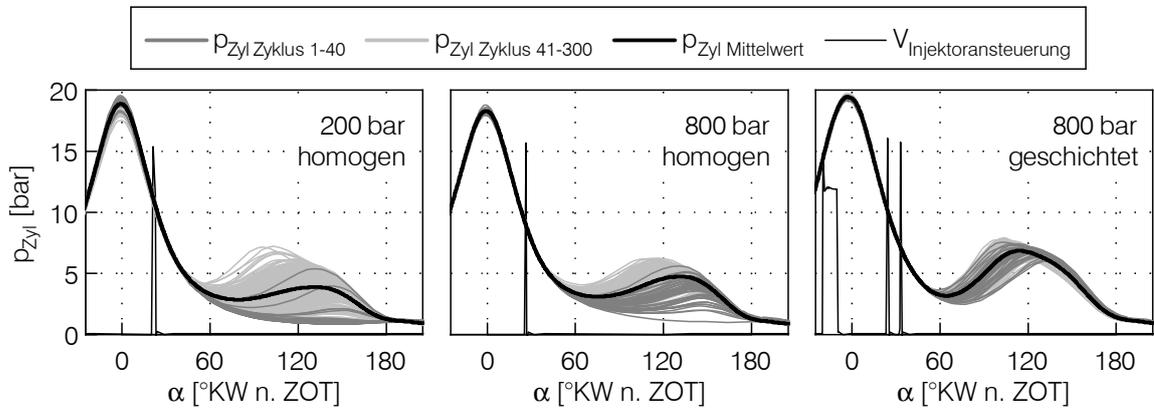


**Abbildung 5.44:** Verlauf des indizierten Mitteldrucks und der HC- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen in Abhängigkeit der Katalysatorheizstrategie mit  $\lambda = 1,05$

Mit 800 bar Raildruck und Einspritzung in den Saughub stabilisiert sich die Verbrennung schneller, die Verbrennungsdrücke der ersten 40 Zyklen bleiben jedoch noch größtenteils unterhalb des gemittelten Zyklus. Der HC-Peak sinkt entsprechend der stabileren Wärmefreisetzung auf ca. 1400 ppm ab. Die darauf folgenden Verläufe der Emissionen und der Last sind weitgehend mit denen bei 200 bar Raildruck vergleichbar, jedoch um einen korrespondierenden Offset nach früh verschoben.

Die von Beginn an stabile Entflammung und schnelle Wärmefreisetzung mit Kraftstoffschtung eliminiert die Emissionsspitze der ersten Zyklen beinahe vollständig

und halbiert im Anschluss den Ausstoß unverbrannter Kohlenwasserstoffe. Ein niedriger Restgasanteil zieht jedoch zu Beginn der Startphase vergleichsweise hohe Stickoxidemissionen nach sich, die in den ersten 60 s mit dem Anstieg des Restgasgehalts zunächst absinken. Im Zuge der Motoraufheizung steigen diese dann aber wieder kontinuierlich an.

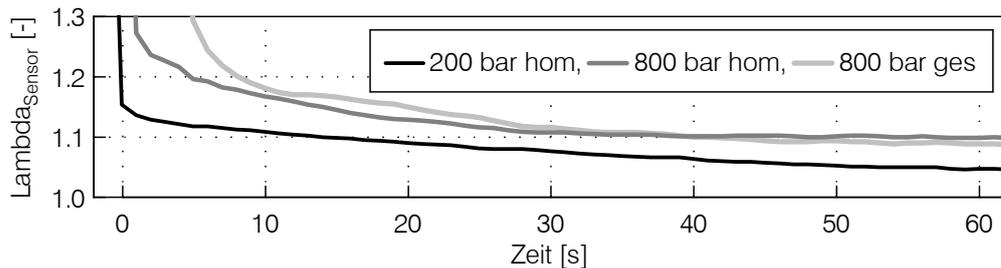


**Abbildung 5.45:** Zylinderdruckverläufe der ersten 300 Zyklen nach Freigabe der Einspritzung von drei einzelnen Starts in Abhängigkeit der Einspritzstrategie

Die Startuntersuchungen zeigen, dass mit leicht magerem Gemisch und niedrigem Einspritzdruck von 200 bar trotz langer für die Gemischbildung zur Verfügung stehender Zeit keine ausreichenden Entflammungsbedingungen in den ersten Zyklen gegeben sind. Kufferath u. a. [68] beschäftigten sich eingehend mit seriennahen Motorstarts bei verschiedenen Einspritzstrategien und -drücken und deren Einfluss auf die Tropfendurchmesser und Verdampfungsraten. Es zeigte sich, dass bei unzureichender Gemischbildung ein erheblicher Anteil des eingespritzten Kraftstoffs nicht verdampft, sondern als Wandfilm abgeschieden wird und der Verbrennung nicht zur Verfügung steht. Einen Hinweis darauf liefert im vorliegenden Fall der Signalverlauf der im Krümmer verbauten Lambdasonde. Wie Abbildung 5.46 zeigt, fällt der Sauerstoffgehalt im Abgas mit 200 bar erst nach acht Sekunden bzw. 80 Zyklen unter  $\lambda = 1,2$ , unterhalb dessen ein aussetzerfreier Motorlauf im Stationärbetrieb dargestellt werden kann (vgl. Abb. 5.15). Die Anhebung des Raildrucks auf 800 bar beschleunigt die Verdampfung und reduziert dadurch die Kraftstoffverluste durch Wandablagerung bei kaltem Motor. Die Folge ist ein schnelleres Anfetten des Luft-Kraftstoffgemisches und ein zügigerer Lastaufbau. Zusätzlich stabilisiert der größere Kraftstoffimpuls aus der Zündenspritzung die Entflammung.

Mit Verlagerung der Einspritzung vom Saughub in den Kompressionshub verkürzt sich zwar die für die Gemischbildung zur Verfügung stehende Zeit, die Verdampfungsbedingungen verbessern sich allerdings in Folge der höheren Gastemperatur erheblich. Ferner erhöht die Schichtung des Kraftstoffs im Bereich des Zündorts die Zündsicherheit. Die vom ersten Zyklus an niedrigen Restsauerstoffgehalte deuten auf eine erheblich reduzierte Wandanlagerung des Kraftstoffs hin, die für einen verzögerungsfreien

Lastaufbau mit geringen zyklischen Verbrennungsschwankungen sorgt. Den gleichen Effekt zeigen seriennahe Motorstartmessungen von Lejsek und Kulzer [79] an einem Einzylinderforschungsaggregat mit Bosch HDEV 5.1 Injektor und zentraler Lage. Aussagen über die Partikelemissionen werden dort jedoch nicht getroffen. An dieser Stelle sei nochmals betont, dass sich die in dieser Arbeit gezeigten synthetischen Motorstarts erheblich von denen unterscheiden, die von Kufferath u. a. [68] sowie Lejsek und Kulzer [79] untersucht wurden. Sie veranschaulichen jedoch ebenso die positiven Effekte der Kompressionshubeinspritzung auf die Gemischbildung und zeigen, dass diese unter den gegebenen Randbedingungen auf den Katalysatorheizbetrieb übertragen werden können. Mit den hohen Einspritzdrücken von bis zu 800 bar können im vorliegenden Fall sogar deutliche Vorteile bezüglich der Partikelemissionen verzeichnet werden.

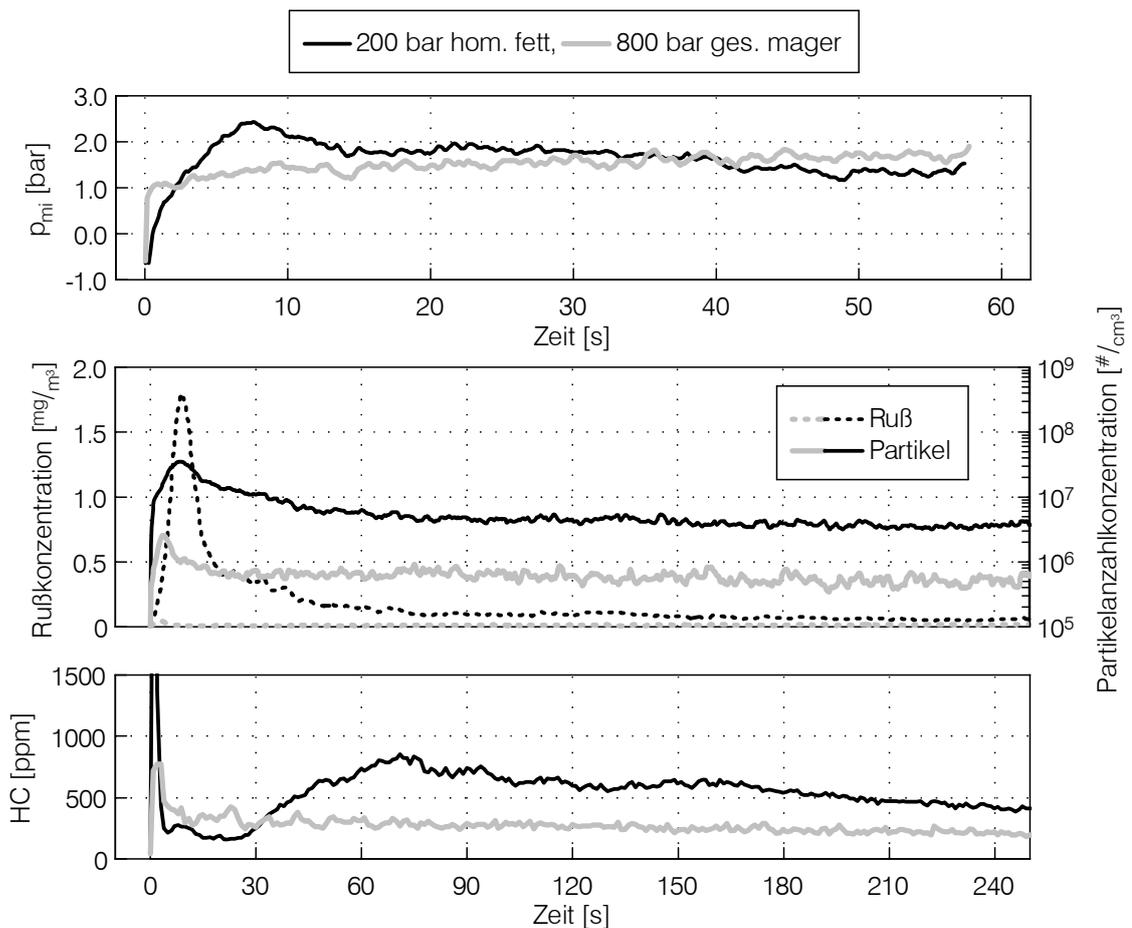


**Abbildung 5.46:** Verlauf des Restsauerstoffgehaltes im Abgas nach Freigabe der Einspritzung in Abhängigkeit der Einspritzstrategie

Alternativ können die mangelhafte Gemischbildung und die daraus resultierenden schlechten Entflammungsbedingungen durch Anhebung der Startkraftstoffmenge kompensiert werden. Abbildung 5.47 zeigt den Mittelwert aus drei Motorstarts mit 200 bar Raildruck, bei denen die Kraftstoffmenge nicht konstant gehalten, sondern das Luft-Kraftstoffverhältnis bei konstanter Drosselklappenstellung in den ersten ca. 40 s gezielt auf  $\lambda \approx 0,9$  abgesenkt wurde. Der indizierte Mitteldruck baut sich so nach Freigabe der Einspritzung deutlich schneller auf, anfängliche Zyklen ohne Entflammung treten immer noch auf, jedoch wesentlich seltener. Dies reduziert trotz Anfettung auch den Ausstoß unverbrannter Kohlenwasserstoffe in der Anfangsphase des Startvorgangs. Erwartungsgemäß wirkt sich die Anfettung bei kaltem Motor jedoch sowohl auf die Partikel- als auch auf die Rußemissionen nachteilig aus. In den ersten 60 s steigt die Rußkonzentration signifikant an, kurzzeitig sogar auf ungefähr den 10-fachen Wert gegenüber dem Start mit magerem Gemisch bei gleichem Raildruck. Bezüglich der Partikelanzahlkonzentration weicht der kurzzeitige Anstieg in den ersten 5 s auf über  $10^8 \text{ \#/cm}^3$  mit magerem Gemisch einer deutlich gedämpften Überhöhung. Die Emissionen bleiben jedoch bis ca. 30 s nach dem Start auf einem höheren Niveau von über  $10^7 \text{ \#/cm}^3$ . Die Stabilisierung der Entflammung durch Anfettung bei niedrigem Einspritzdruck geht somit eindeutig zu Lasten noch weiter erhöhter Partikelemissionen.

Im Gegensatz dazu besteht bei der Katalysatorheizstrategie mit Kraftstoffsichtung und 800 bar Raildruck aufgrund der zuverlässigen Entflammung eher noch Potenzial

für eine Anhebung des Luft-Kraftstoffverhältnisses über  $\lambda = 1,05$  hinaus. Eine solche Ladungsverdünnung wurde anhand eines vollkommen entdrosselten Starts untersucht, die den Betriebsparametern aus den Stationäruntersuchungen in Abschnitt 5.2 mit Kraftstoffschiebung und einem Luftverhältnis von ca. 1,3 entsprechen. Die Mittelwertverläufe hierzu sind ebenfalls in Abbildung 5.47 aufgetragen. Wie zu erkennen ist, steigt die Last auch bei maximaler Abmagerung nach Freigabe der Einspritzung zunächst verzögerungsfrei sprunghaft an, die Entflammung erfolgt ebenso zuverlässig wie bei den vorausgegangenen Untersuchungen mit Kraftstoffschiebung und  $\lambda = 1,05$ . Der anschließende Verlauf des indizierten Mitteldrucks unterscheidet sich jedoch in Folge des veränderten Ladungswechsels und der größeren Frischluftmasse gegenüber der ange-drosselten Variante.



**Abbildung 5.47:** Verläufe des indizierten Mitteldrucks und der Emissionen mit Startanfettung bei  $p_{Rail} = 200$  bar sowie vollständig entdrosselt mit Kraftstoffschiebung und  $p_{Rail} = 800$  bar

Die Ruß- und Partikelemissionen bleiben im Rahmen der Messtoleranz nahezu unverändert. Der Ausstoß an unverbrannten Kohlenwasserstoffen nimmt in den ersten ca. 30 s in Folge des stärker abgemagerten Gemisches zu, fällt jedoch sehr rasch ohne wei-

tere Überhöhung auf einen konstant niedrigen Wert ab. Insgesamt bietet eine starke Abmagerung für den Startvorgang jedoch keine wesentlichen Vorteile bezüglich der HC- und Partikelemissionen durch ein höheres Sauerstoffangebot für die Nachoxidation.

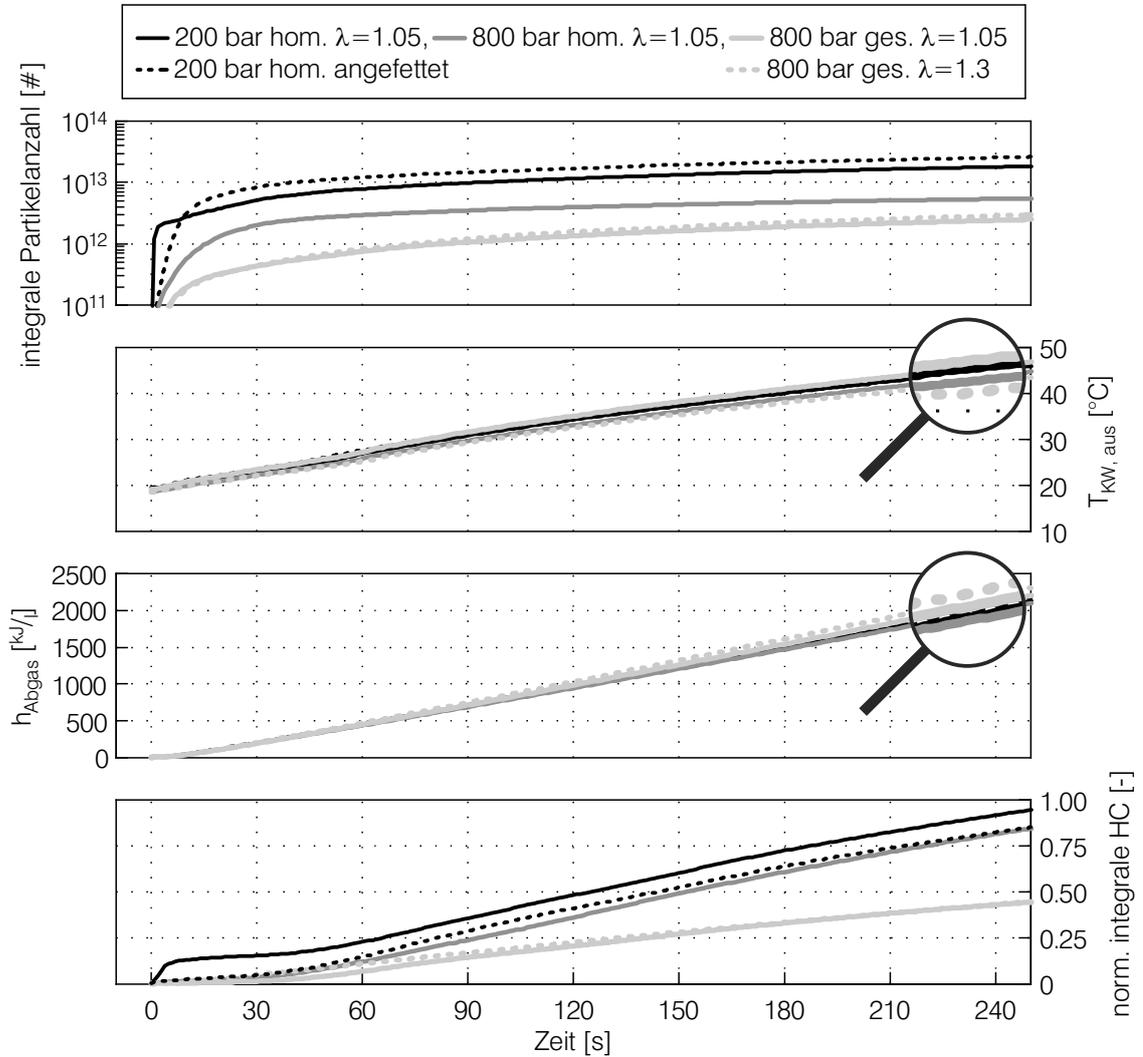
In Abbildung 5.48 sind die Partikelemissionen der unterschiedlichen Katalysatorheizstrategien nochmals kumuliert über die Messdauer aufgetragen. Auch so zeigen sich klar die Vorteile der stabilen Entflammung unmittelbar nach der Einspritzfreigabe bei Kompressionshub einspritzung. Die Partikelanzahl steigt in den ersten Sekunden nur vergleichsweise moderat an, sowohl bei  $\lambda = 1,05$  als auch bei  $\lambda = 1,3$ . Mit 200 bar kann nur durch Anfettung des Luft-Kraftstoffgemisches ein aussetzerfreier Start gewährleistet werden. Dadurch kann zwar der sprunghafte Anstieg der Partikelanzahl während der ersten Zyklen, der mit  $\lambda = 1,05$  auftritt, gedämpft werden. Der vorübergehende Sauerstoffmangel in den ersten Sekunden führt jedoch im Anschluss zu einem überhöhten Partikel ausstoß, der sich am Ende der Messdauer in der integralen Partikelanzahl niederschlägt.

Insgesamt fällt mit 200 bar und homogenem Gemisch die kumulierte Partikelanzahl schon 10 s nach dem Start höher aus als mit hohem Druck und Kraftstoffschichtung über eine Messdauer von drei Minuten. Die Steigerung auf 800 bar Raildruck bei weiterhin homogenem Luft-Kraftstoffgemisch senkt die Partikelanzahlkonzentration im Abgasstrom am Ende der Messdauer zwar annähernd auf das Niveau mit Kraftstoffschichtung, in Bezug auf die kumulierte Anzahl sorgen allerdings auch hier die zu Beginn angefallenen Partikel insgesamt für deutlich höhere Emissionen. Die integralen Verläufe der HC-Emissionen verdeutlichen, dass zwischen den Betriebspunkten mit Saughubeinspritzung keine wesentlichen Unterschiede zu verzeichnen sind, sofern ab den ersten Zyklen eine stabile Entflammung gewährleistet ist. Die Kompressionshub einspritzung führt dagegen zu einem vollständigeren Kraftstoffumsatz, der den Ausstoß unverbrannter Kohlenwasserstoffe über die Messdauer erheblich reduziert.

Auf den integralen Abgasenthalpiestrom wirken sich die Betriebsstrategien mit dem gemeinsamen Luft-Kraftstoffverhältnis von  $\lambda = 1,05$  erwartungsgemäß nur unwesentlich aus, da alle drei Strategien über eine entsprechende Zündwinkel Anpassung auf einen Abgasenthalpiestrom von ca.  $9 \text{ kW/l}$  parametrisiert wurden. Ähnliches gilt für die Erwärmung des Kühlmittels, dargestellt anhand der Wasseraustrittstemperatur aus dem Zylinderkopf. Je höher der Abgasenthalpiestrom ist, desto größer fällt auch der Wärmeeintrag in das Kühlwasser aus. Einzig der Betriebspunkt mit Kraftstoffschichtung und  $\lambda = 1,3$  zeigt ein gegensätzliches Verhalten. Als Folge der Entdrosselung sorgt hier der große Luftmassenstrom für den höchsten Abgasenthalpiestrom. Im Gegenzug fallen jedoch die Verbrennungs- und Abgastemperaturen, wodurch der Wärmeeintrag in das Kühlmittel über die Brennraumwände sowie die Auslasskanäle und damit die Kühlwasseraustrittstemperatur sinkt.

Insgesamt erweitern die Ergebnisse der Startuntersuchungen die Erkenntnisse aus den stationären Messreihen in Abschnitt 5.2 und bestätigen den positiven Einfluss hoher Einspritzdrücke und der späten Kraftstoffeinspritzung in den Kompressionshub auf den

Katalysatorheizbetrieb. Weder die lokale Anfettung noch die kurze Weglänge bis zum Kolbenboden mit Kraftstoffschichtung führen zu erhöhten Abgasemissionen. Vielmehr sorgt eine von Beginn an stabile Entflammung mit schnellem Kraftstoffumsatz bei global magerem Luft-Kraftstoffgemisch für hohe indizierte Mitteldrücke ab dem ersten Zyklus und niedrige HC-, Ruß- und Partikelemissionen.



**Abbildung 5.48:** Verläufe des indizierten Mitteldrucks und der Emissionen mit Startanreicherung bei  $p_{\text{Rail}} = 200$  bar sowie vollständig entdrosselt mit Kraftstoffschichtung und  $p_{\text{Rail}} = 800$  bar

## 5.5 Ölverdünnung im stationären Katalysatorheizbetrieb

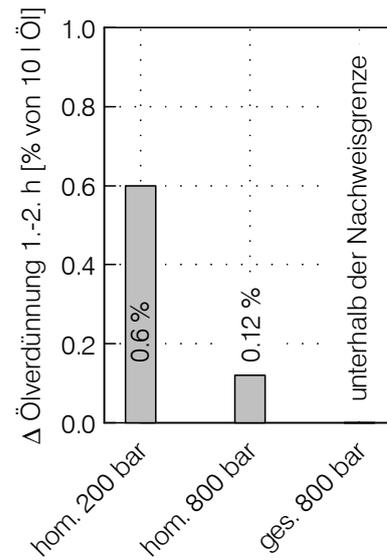
Die Gemischbildung hat nicht nur auf die Verbrennung großen Einfluss, sie ist auch maßgeblich für die Verdünnung des Motoröls mit Kraftstoff. Die Ölverdünnung findet über die Anlagerung flüssigen Kraftstoffs auf der Zylinderlaufbahn statt, der anschließend an der Kolbenringgruppe vorbei in das Kurbelgehäuse des Motors gelangt. Besonders kritisch ist hierbei neben dem Motorkaltstart vor allem das anschließende Katalysatorheizen zu sehen [73]. Bei kaltem Motor kann einerseits bereits gasförmiger Kraftstoff auf der Zylinderwand auskondensieren, andererseits verdampft flüssiger Kraftstoff, der durch unzureichende Gemischbildung direkt auf die Brennraumwand auftrifft, zu langsam. Da im Katalysatorheizbetrieb in Verbindung mit langen Einspritzdauern relativ große Kraftstoffmengen bei kaltem Motor eingebracht werden, fällt die Ölverdünnung besonders hoch aus. Im realen Betrieb verdampft der niedrigsiedende Anteil des im Öl gebundenen Kraftstoffs bei warmem Motorlauf wieder und kann über die Kurbelgehäuseentlüftung erneut der Verbrennung zugeführt werden.

Für die Ölverdünnungsmessungen in der vorliegenden Arbeit wurde der Motor stationär gekühlt und über mehr als zwei Stunden mit der jeweiligen zu untersuchenden Einspritzstrategie betrieben. Jede Versuchsreihe wurde mit einer Frischölfüllung von 10 l begonnen. Zuvor erfolgte eine zusätzliche Spülung des kompletten Ölkreislaufs mit 10 l Frischöl. Um den Einfluss des Einspritzdrucks und des Einspritzzeitpunkts auf die Ölverdünnung zu untersuchen, wurde der Motor wiederum mit den drei charakteristischen Einspritzstrategien aus Abschnitt 5.2.3 im Dauerlauf betrieben. Die Entnahme der Ölproben für die Analyse erfolgte zu Beginn und nach jeder weiteren Stunde. Die Ergebnisse der Ölanalysen, die von der Firma OELCHECK [93] mittels Gaschromatograph nach DIN 51454 durchgeführt wurden, sind in Abbildung 5.49 zusammengefasst. Die untere Nachweisgrenze lag bei einer Verdünnung von 0,3 %, somit konnte aufgrund eines zu niedrigen Startwerts kein Absolutwert der Ölverdünnung zu Beginn der Messung bestimmt werden. Daher wurde zur Beurteilung die Differenz der Ölverdünnung zwischen der 60. und 120. Minute nach Beginn jeder Messreihe herangezogen.

In den Messungen mit homogenem Grundgemisch wurde sowohl mit 200 bar als auch mit 800 bar Raildruck die Nachweisgrenze von 0,3 % nach den ersten 60 min überschritten. In den darauf folgenden 60 min verdünnte sich das Öl mit niedrigem Einspritzdruck ca. fünf Mal so stark, wie mit hohem Einspritzdruck. Dies belegt einen deutlich geringeren Auftrag flüssigen Kraftstoffs auf die Zylinderwand mit 800 bar Raildruck und bestätigt die Beobachtungen einer verbesserten Gemischaufbereitung aus der Einspritzstrahlvisualisierung in Abschnitt 5.3.1. Der hohe Druck sorgt für eine bessere Zerstäubung sowie eine schnellere Verdampfung des Kraftstoffs, in Folge derer die direkte Kraftstoff-Wand-Interaktion reduziert wird.

Mit später Einspritzung in den Kompressionshub wird der Kraftstoffeintrag ins Öl so weit abgesenkt, dass die Nachweisgrenze auch nach 120 min nicht überschritten wird.

Eine Bestimmung der Ölverdünnung innerhalb der vorgegebenen Zeitdauer ist deshalb nicht möglich. Auch diese niedrige Verdünnung lässt sich mit den Beobachtungen der Einspritzstrahlvisualisierung erklären. Zum Zeitpunkt der Einspritzung hat der Kolben beinahe seine OT-Stellung erreicht (vgl. Abb. 5.32), die Zylinderlaufbahn ist während der Einspritzung vollständig überdeckt. Eine direkte oder indirekte Benetzung mit flüssigem Kraftstoff oder durch Auskondensation ist daher ausgeschlossen, zumal der eingespritzte Kraftstoff in Folge der hohen Gastemperaturen umgehend verdampft. Die Auskondensation von Kraftstoff ist erst wieder im Laufe der Verbrennung an der vom Kolben während der Expansion freigegebenen Zylinderlaufbahn möglich.



**Abbildung 5.49:** Ölverdünnung von der 60. bis zur 120. Minute in Abhängigkeit der Einspritzstrategie bei 10 l Öl im Ölkreislauf

Die Ölverdünnungsmessungen geben auch Aufschluss über das unterschiedliche Lastaufbau-Verhalten, das bei den Untersuchungen zum instationären Katalysatorheizstart beobachtet wurde. Die gemessene Ölverdünnung von 0,6 % pro Stunde bei 200 bar Raildruck entspricht bei einem Ölvolume von ca. 10 l und einem Kraftstoffmassenstrom von ca. 1,37 kg/h überschlägig 3 % der eingespritzten Kraftstoffmenge. Mit 800 bar Raildruck und Saughubeinspritzung beträgt diese immerhin noch ca. 0,6 %. Diese Werte beziehen sich allerdings auf den stationären Betrieb, bei dem sich die Brennraumoberflächen in Folge der Verbrennungswärme bereits aufgeheizt haben. Während der ersten Zyklen nach dem Start dürfte der Kraftstoffeintrag ins Öl nochmals deutlich höher liegen, da zu diesem Zeitpunkt die Brennraumwände noch nicht von der Verbrennung erwärmt wurden. Hinzu kommt zu Beginn auch der Kraftstoffanteil, der zusätzlich für den Aufbau des Wandfilms verloren geht und ebenfalls nicht an der Verbrennung teilnimmt. In Summe dürfte dies zu einer deutlichen Abmagerung der globalen Gemischzusammensetzung im Brennraum führen, die mit sich verschlechternder Gemischbildung und steigender Ölverdünnung zunimmt. Ist die Abmagerung

zu stark, kann die Zylinderladung trotz Zündeinspritzung nicht mehr entflammt werden. Dies führt zu dem Schluss, dass für die extrem verschleppte bzw. aussetzende Verbrennung in den ersten Zyklen nach Freigabe der Einspritzung neben der erhöhten Wärmeabfuhr über die Brennraumwände vor allem zu große Kraftstoffverluste in Folge von Wandbenetzung verantwortlich sind. Mit später Einspritzung in den Kompressionshub werden die Kraftstoffverluste signifikant verringert und die Verbrennung läuft lokal sowie global fetter ab. Der Verbrennung steht dadurch von Anfang an ein größerer Anteil der eingespritzten Kraftstoffmenge zur Verfügung und der Lastaufbau erfolgt wesentlich schneller. Die Ölverdünnungsuntersuchungen stehen somit im Einklang mit dem unterschiedlichen Lastaufbau-Verhalten im instationären Betrieb und bestätigen die Rückschlüsse auf die Gemischbildung, die aus den optischen Untersuchungen der Einspritzstrahlvisualisierung abgeleitet werden können.



## 6 Zusammenfassung

Die Benzin-Direkteinspritzung stellt derzeit den Stand der Technik für ottomotorische Brennverfahren dar. Neben der weiteren Effizienzsteigerung liegt bei der Entwicklung zukünftiger Motorenkonzepte ein Hauptaugenmerk auf der Reduzierung klima- und gesundheitsschädlicher Abgasemissionen. Eine entscheidende Rolle kommt hierbei dem Motorkaltstart und der anschließenden Katalysatorheizphase zu. In Folge der ungünstigen Gemischbildungsbedingungen im kalten Brennraum und der noch nicht einsetzenden katalytischen Abgasnachbehandlung entsteht in dieser Phase des Betriebs ein Großteil der in Zertifizierungszyklen anfallenden Schadstoffe [67, 69]. Insbesondere die Partikelanzahlemissionen des Ottomotors mit Benzin-Direkteinspritzung sind unter Gesundheitsaspekten in den letzten Jahren in den Fokus gerückt. Ebenso wie derzeit bereits beim „Selbstzündungsmotor“ werden diese künftig mit Einführung strengerer Abgasgesetzgebungen auch beim „Fremdzündungsmotor“ reglementiert. Daher stellt sich, wie beim PKW-Dieselmotor schon kurz nach der Jahrtausendwende, nun auch beim PKW-Ottomotor die Frage, ob innermotorische Maßnahmen zur Einhaltung der gesetzlichen Grenzwerte genügen oder die Einführung von Partikelfiltern notwendig wird. Diese Entscheidung wird jedoch nicht nur aufgrund von gesetzlichen Vorschriften getroffen werden. Neben den technischen Möglichkeiten spielen diesbezüglich auch wirtschaftliche Gesichtspunkte und Imagegründe eine wesentliche Rolle.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit dem Einfluss von Einspritzdrücken deutlich über dem derzeitigen Serienstandard von 200 bar auf den Katalysatorheizbetrieb beim Ottomotor mit Direkteinspritzung. Hierfür wurde zunächst im Vorfeld der motorischen Untersuchungen ein bisher am Institut für Kolbenmaschinen verwendeter Dieselinjektor, der in Kombination mit weiteren Einspritzkomponenten aus der Dieselanwendung Einspritzdrücke bis zu 1000 bar mit Ottokraftstoff ermöglicht, für die Anwendung auf ottomotorischen Brennverfahren weiterentwickelt. In enger Zusammenarbeit mit der Robert Bosch GmbH konnte ein erster Entwurf zur Anpassung der Injektordüsengeometrie realisiert und an einer Einspritzdruckkammer auf seine Wirksamkeit bezüglich des Strahlerfalls überprüft werden. Ziel war es, die der Düsengeometrie geschuldete dieseltypische Sprayausbreitung mit Hilfe einer Spritzlochverkürzung und Targeting-anpassung einer typischen ottomotorischen Gemischbildung anzunähern. Dabei zeigte sich, dass die umgesetzten Düsenlochveränderungen die gewünschten Effekte auf die Sprayausbreitung bewirken. Jedoch müssten für einen großen Schritt in Richtung Annäherung an einen benzininjektortypischen Strahlaufbruch in einem weiteren Ansatz größere Eingriffe in die Düsengeometrie vorgenommen werden, die eine deutlich anspruchsvollere Fertigung nach sich ziehen würden.

Im Anschluss an die Druckkammeruntersuchungen konnte mit dem angepassten Injektor an einem stationär zwangsgekühlten Einzylinderforschungsaggregat in ersten thermodynamischen Untersuchungen der Einfluss des Einspritzdrucks zwischen 200 bar und 800 bar auf die Verbrennung und die Abgasemissionen bei der Kraftstoffumsetzung mit extrem später Verbrennungsschwerpunktlage gezeigt werden. Hierfür wurde zunächst eine Einspritzstrategie gewählt, die durch eine möglichst frühe Einspritzung des Kraftstoffs in den Saughub (Abb. 5.6) ein weitgehend homogenes Grundgemisch bereitstellt. Zur Stabilisierung der Entflammung wurde zusätzlich eine kleine Kraftstoffmenge sowohl örtlich als auch zeitlich zündungsnah eingespritzt, um eine gezielte Anfettung und Turbulenzerhöhung am Zündort zu erzielen. Auf Basis dieser Einspritzstrategie konnte anhand von Variationen der Zündeinspritzmenge, des Raildrucks sowie des Luft-Kraftstoffverhältnisses der positive Einfluss hoher Einspritzdrücke auf die zyklischen Schwankungen der Verbrennung und die Partikelanzahlkonzentration im Abgas am Forschungsaggregat nachgewiesen werden.

Aus den Ergebnissen geht ebenfalls hervor, dass die Veränderung der Partikelanzahlkonzentration in Abhängigkeit des Raildrucks mit steigendem Raildruck abnimmt. Somit bewirkt die Verdoppelung des Raildrucks von 200 bar auf 400 bar bei konstanter Last eine wesentlich größere Abnahme der Partikelkonzentration als die weitere Anhebung von 400 bar auf 800 bar. Die absolute Wirkung der Einflussgröße Raildruck ist jedoch stark abhängig von der Auslegung des Einspritzventils und kann daher nicht beliebig verallgemeinert werden. Darüber hinaus führt die verbesserte Gemischbildung und die in Folge des größeren Einspritzimpulses erhöhte Turbulenz mit steigendem Einspritzdruck zu einer Beschleunigung des Massenumsatzes. Daher muss der Zündwinkel bei Vorgabe einer konstanten Last und eines unveränderten Abgasenthalpiestroms mit steigendem Raildruck zu späteren Zeitpunkten hin verschoben werden.

Optische Untersuchungen der Gemischbildung zeigen eine wesentlich feinere Zerstäubung des Kraftstoffs bei 800 bar gegenüber 200 bar und eine damit einhergehende schnellere Verdampfung im relativ kalten Brennraum. Infolgedessen konnte mit Hilfe von Hochgeschwindigkeitsaufnahmen des Rußeigenleuchtens eine signifikante Abnahme diffusionskontrollierter Verbrennung, hauptsächlich verursacht durch die äußerst kurze Zeitspanne für die Gemischbildung des zündungsnah eingespritzten Kraftstoffs, beobachtet werden. Mittels Zwei-Farben-Spektroskopie ermittelte Rußkonzentrationen während der Verbrennung bestätigten diese Erkenntnisse. Auch die Häufigkeit von Pool-Fire als Folge der Benetzung des Kolbenbodens mit flüssigem Kraftstoff konnte mit hohen Einspritzdrücken drastisch reduziert werden.

Zusätzlich zu den Untersuchungen mit Saughubeinspritzung und homogenem Grundgemisch wurde der Katalysatorheizbetrieb anhand einer zweiten Einspritzstrategie analysiert, die durch eine möglichst späte Einspritzung der Kraftstoffhauptmenge in den Kompressionshub (Abb. 5.18) eine starke Gemischschichtung im Brennraum erzeugt. Bei dieser späten Einspritzung bleibt nur eine sehr kurze Zeitspanne zur Aufbereitung der saugvolllastähnlichen Kraftstoffmenge. Dies führt in Kombination mit den

langen Einspritzdauern und der langsamen Gemischbildung bei niedrigen Einspritzdrücken zu hohen Partikelemissionen im Abgas und starken zyklischen Schwankungen der Verbrennung bis hin zu Aussetzern.

Mit Raildrücken ab ca. 600 bar konnte jedoch auch mit Kompressionshubeinspritzung eine stabile Verbrennung mit guter Laufruhe und niedrigen Abgasemissionen dargestellt werden. Ein wesentlich schnellerer Massenumsatz mit Kraftstoffsichtung erfordert bei vergleichbarem Abgasenthalpiestrom einen deutlich späteren Zündzeitpunkt im Gegensatz zur Einspritzstrategie mit homogenem Grundgemisch, führt jedoch auch zu einem vollständigeren Ausbrand und dadurch drastisch verringerten Emissionen unverbrannter Kohlenwasserstoffe. Aufnahmen der Gemischbildung belegen dabei die zuvor in den Druckkammeruntersuchungen beobachtete starke Strahlkontraktion bei hohen Gegendrücken und veranschaulichen die extrem schnelle Kraftstoffverdampfung bei den gegen Ende des Kompressionshubs vorherrschenden hohen Gastemperaturen. Dennoch konnte eine Interaktion der Einspritzstrahlen mit der Kolbenoberfläche festgestellt werden, die bei optimalem Einspritzzeitpunkt jedoch keinen negativen Einfluss auf die Partikelanzahlkonzentration im Abgas hat. Dies bestätigten auch die optischen Untersuchungen des Rußeigenleuchtens der Verbrennung. Des Weiteren bot die Kraftstoffsichtung am verwendeten Rotax-Einzyylinder eine größere Robustheit der Verbrennung gegenüber der Abmagerung des globalen Luft-Kraftstoffgemisches im Vergleich zum Brennverfahren mit Saughubeinspritzung. Damit besitzt sie größeres Potenzial, den Bereich des Luftverhältnisses mit maximalen Stickoxidemissionen in Richtung magerer Gemische zu umgehen.

Unabhängig von der Betriebsstrategie war mit stationär zwangsgekühltem Motor stets ein intensives Rußleuchten, ausgehend von den Verkokungen an der Injektorspitze, zu beobachten. Dieses ist der fehlenden Detailoptimierung des Forschungsversuchsträgers bezüglich Ladungsbewegung sowie Düsentemperatur und -kontur geschuldet und trug mit ansonsten weitgehend diffusionsfreier Verbrennung vermutlich zu einem Großteil der Partikelemissionen bei. An dieser Stelle besteht großes Verbesserungspotenzial bei einer weiteren Düsenüberarbeitung. Auch die Anpassung der Ladungsbewegung und des Restgasgehalts mit Hilfe variabler Steuerzeit blieb bei den vorgestellten Untersuchungen unberücksichtigt, verspricht jedoch neben der Weiterentwicklung des Injektors noch großes Potenzial zur Stabilisierung der Verbrennung und Absenkung der Emissionen [3].

Zur Absicherung der im stationären Katalysatorheizbetrieb gewonnenen Erkenntnisse wurden zusätzlich instationäre Motorstarts bei konstanter Drehzahl aus dem Schleppbetrieb heraus mit den im Stationärbetrieb gefahrenen Parametern untersucht. Mit diesen synthetischen Starts wurden sich schnell ändernde Randbedingungen wie Wandtemperaturen, Kraftstoffwandauflagerung oder Restgasgehalt abgebildet. Auch aus diesen Messungen lassen sich signifikante Vorteile sowohl für hohe Einspritzdrücke als auch für die Einspritzstrategie mit Kraftstoffsichtung ableiten. Die bessere Gemischaufbereitung und höhere Turbulenz bei 800 bar gegenüber 200 bar Raildruck resultieren mit Saughubeinspritzung in einem beschleunigten Lastaufbau und einer

schnelleren Stabilisierung der Verbrennung in Verbindung mit erheblich niedrigeren kumulierten HC- und Partikelemissionen. Der Vergleich mit der Kompressionshub einspritzstrategie zeigt, dass eine Kraftstoffschiebung die Robustheit der Verbrennung in den ersten Zyklen nach dem Start am Forschungseinzylinder weiter signifikant steigert und die integralen Emissionen abgesehen von den Stickoxiden nochmals drastisch abgesenkt werden. Wie aus an charakteristischen Betriebspunkten ebenfalls durchgeführten Messungen des Kraftstoffeintrags in das Motoröl gefolgert werden kann, verringert sowohl die Einspritzdruckerhöhung als auch die späte Einspritzung in den Kompressionshub die Benetzung der Zylinderwand mit Kraftstoff. Infolgedessen geht in den ersten Zyklen weniger eingespritzte Masse für den Wandfilmaufbau verloren, wodurch der Verbrennung mehr Kraftstoff zur Verfügung steht.

Neben den zahlreichen positiven Effekten wirft eine Einspritzdruckerhöhung über den derzeitigen Standard von 200 bar hinaus auch stets Fragen bezüglich der Druckerzeugung und einer eventuellen Kraftstoffverbrauchersparnis im Verhältnis zur Reibleistungserhöhung auf. Diese sind jedoch ausschließlich durch eine Gesamtsystembetrachtung zu beantworten, die weder Gegenstand der vorliegenden Arbeit, noch mit den für dieses Projekt verfügbaren Komponenten möglich war.

In welchem Ausmaß eine Einspritzdruckerhöhung unter technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten sinnvoll ist, lässt sich nur anhand weitgehend optimierter Brennverfahren ermitteln. Je nach Anwendungsfall ergeben sich unterschiedliche Zielsetzungen bezüglich Kosten, Dauerhaltbarkeit und Gemischbildungsqualität. Auf Raildrücke bis zu 500 bar wird ab 2014 im Formel 1 Motorsport zurückgegriffen [34]. Im Zuge der Einführung von Hochdrehzahl-Turbomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung spielt dort die Aufbereitung großer Kraftstoffmengen in extrem kurzer Zeit eine entscheidende Rolle. Bei PKW-Ottomotoren ist mit der Serieneinführung maximaler Systemdrücke von 300 bar bis 400 bar spätestens ab 2016 zu rechnen [45]. Die Anhebung der maximalen Einspritzdrücke ermöglicht eine größere Spreizung zwischen minimaler und maximaler Kraftstoffmenge bei gleichzeitig verbesserter Gemischbildung, die nicht zuletzt zur Einhaltung der mittelfristig anstehenden Verschärfung der Abgasgesetzgebung im Zuge der „Real Driving Emissions“-Tests von großer Bedeutung ist.

# Literaturverzeichnis

- [1] ALTENSCHMIDT, F. ; GILDEIN, H. ; SAUTER, W. ; SCHAUPP, U. ; WALTNER, A.: The Spray-Guided Mercedes-Benz Combustion System – Developed not only for Stratified Mode. In: *The Spark Ignition Engine of the Future* Bd. 2011-08, SIA, 2011, S. 1–9
- [2] AVL LIST GMBH: *AVL Micro Soot Sensor und Abgaskonditioniereinheit Gerätehandbuch*. Rev. 09. Graz: , 2009
- [3] BÄCKER, H. ; LOHFINK, C.: Experimentelle Untersuchung von Katalysator-Heizstrategien und Potential von Benzindirekteinspritzsystemen. In: *Direkteinspritzung im Ottomotor* Bd. VII, Haus der Technik, 2009, S. 139–163
- [4] BAEHR, H. D. ; STEPHAN, K.: *Wärme- und Stoffübertragung*. Springer Berlin Heidelberg, 2010. – ISBN 978-3-642-05500-3
- [5] BASSHUYSEN, R. van (Hrsg.): *Ottomotor mit Direkteinspritzung: Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial*. 3. Auflage. Vieweg, 2013. – ISBN 978-3-658-01407-0
- [6] BAUMGARTEN, C.: *Modellierung des Kavitationseinflusses auf den primären Strahlzerfall bei der Hochdruck-Dieseleinspritzung*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2003 (Fortschritt-Berichte VDI: Reihe 12, Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik Nr. 543). – ISBN 3-18-354312-5
- [7] BELL, A. G.: On the Production and Reproduction of Sound by Light. In: *American Journal of Sciences* XX (1880), Nr. 118, S. 305–324
- [8] BLOCK, B.: *Untersuchung von Möglichkeiten und Grenzen optischer Meßtechniken zur Temperaturbestimmung in Verbrennungsmotoren*, Universität Hannover, Dissertation, 1997
- [9] BOCKHORN, H. (Hrsg.): *Soot Formation in Combustion: Mechanisms and Models*. Springer, 1994. – ISBN 3-540-58398-X
- [10] BOSCH-MOTORSPORT: *HP Injection Valve HDEV 5.2 Datasheet V1, 14. Oct 2013*. – URL [http://www.bosch-motorsport.de/en-US/literature/en-US/HP\\_Injection\\_Valve\\_HDEV\\_5.2\\_Datasheet\\_51\\_en\\_2776067211.pdf](http://www.bosch-motorsport.de/en-US/literature/en-US/HP_Injection_Valve_HDEV_5.2_Datasheet_51_en_2776067211.pdf). – abgerufen: 29.10.2013

- [11] BOSSDORF-ZIMMER, B. ; KRINKE, S. ; LÖSCHE-TER HORST, T.: Die Well-to-Wheel-Analyse Umwelteigenschaften mess- und planbar machen. In: *Motortechnische Zeitschrift* 02/2012 (2012), S. 106–110
- [12] BREITBACH, H. ; WALTNER, A. ; LANDENFELD, T. ; PORTEN, G.: Magere Schichtverbrennung beim Ottomotor. In: *Motortechnische Zeitschrift* 05/2013 (2013), S. 370–377
- [13] BRUCH, J.: *Dieselpartikelemissionen, ihr toxisches Potential und die Bedeutung von Schwellenwerten für eine Risikoabschätzung*. 26. Internationales Wiener Motorensymposium. 2005
- [14] BÜCHLING, J.: Der neue 2,0-l-FSI-Motor von Audi. In: *Motortechnische Zeitschrift* 10/2002 (2002), S. 788–789
- [15] BURI, S.: *Untersuchungen des Potenzials von Einspritzdrücken bis 1000 bar in einem Ottomotor mit Direkteinspritzung und strahlgeführtem Brennverfahren*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation, 2011
- [16] BURTSCHER, H.: *Literature Study on Tailpipe Particulate Emission Measurement for Diesel Engines*. Fachhochschule Aargau, University of Applied Science. – URL [http://www.akpf.org/pub/burtscher\\_bericht.pdf](http://www.akpf.org/pub/burtscher_bericht.pdf). – abgerufen: 23.09.2013
- [17] BURTSCHER, H.: Physical characterization of particulate emissions from diesel engines: a review. In: *Journal of Aerosol Science* 36 (2005), Nr. 7, S. 896–932. – ISSN 0021-8502
- [18] BUSCH, R.: *Untersuchung von Kavitationsphänomenen in Dieseleinspritzdüsen*, Universität Hannover, Dissertation, 2001
- [19] CAMBUSTION LTD.: *DMS500 User Manual*. Version 3.5. Cambridge: , 2011
- [20] DAGEFÖRDE, H. ; KOCH, T. ; BECK, K. ; SPICHER, U.: *Influence of Fuel Composition on Exhaust Emissions of a DISI Engine during Catalyst Heating Operation*. SAE Technical Paper 2013-01-2571. 2013
- [21] DEUTSCHE UMWELTHILFE: *Ultrafeine Feinstaubpartikel: Auch neue Benziner brauchen strenge Grenzwerte*. Pressemitteilung der Deutsche Umwelthilfe vom 7. Juli. 2011
- [22] EASTWOOD, P.: *Particulate Emissions from Vehicles*. John Wiley & Sons Ltd, 2008. – ISBN 978-0-470-72455-2
- [23] ECKBRETH, A. C.: *Laser diagnostics for combustion temperature and species*. Gordon and Breach Publ., 1996. – ISBN 2-88449-225-9
- [24] EICHLSEDER, H. ; KLÜTING, M. ; PLOCK, W.: *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*. Springer Wien, 2008. – ISBN 978-3-211-25774-6

- [25] EICHMEIER, J.: *Kombinierte Verbrennung brennraumintern gemischter Kraftstoffe mit unterschiedlichen Zündwilligkeiten untersucht am Beispiel von Diesel und Benzin*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation, 2012
- [26] EIGLMEIER, C. ; PFALZGRAF, B. ; HELBIG, J. ; ADAM, S. ; GRIGO, M. ; DORNHÖFER, R. ; EISER, A.: *Der neue R4 - 2,0l TFSI SULEV/PZEV-Motor von Audi*. 16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik. 2007
- [27] ENDERLE, C. ; MÜRWARD, M. ; TIEFENBACHER, G. ; KARL, G. ; LAUTENSCHÜTZ, P.: Neue Vierzylinder-Ottomotoren von Mercedes-Benz mit Kompressoraufladung, Teil 2: M271 DE – zweite Ottomotorenvariante mit Direkteinspritzung. In: *Motortechnische Zeitschrift* 7-8/2002 (2002), S. 580–587
- [28] EUROPÄISCHE KOMMISSION: *Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission vom 18. Juli 2008*. Amtsblatt der Europäischen Union L199/1. Juli 2008
- [29] EUROPÄISCHE KOMMISSION: *Bericht über den Stand der Umsetzung des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Minderung der CO<sub>2</sub>-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen*. Bericht der Kommission an das europäische Parlament, den Rat und den europäischen Wirtschafts- und Sozialausschuss. November 2010
- [30] EUROPÄISCHE KOMMISSION: *Verordnung (EU) Nr. 459/2012 der Kommission vom 29. Mai 2012*. Amtsblatt der Europäischen Union Nr. L142/16. Juni 2012
- [31] EUROPÄISCHES PARLAMENT UND RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: *Richtlinie 2008/50/EG des europäischen Parlaments und des Rates vom 21. Mai 2008 über Luftqualität und saubere Luft für Europa*. Amtsblatt der Europäischen Union L152/1. Juni 2008
- [32] EUROPÄISCHES PARLAMENT UND RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: *Verordnung (EG) Nr. 443/2009 der europäischen Parlaments und des Rates vom 23. April 2009*. Amtsblatt der Europäischen Union L140/1. Juni 2009
- [33] EUROPEAN ENVIRONMENT AGENCY: *Monitoring CO<sub>2</sub> emissions from new passenger cars in the EU: summary of data for 2012*. April 2013. – URL <http://www.eea.europa.eu/publications>
- [34] FÉDÉRATION INTERNATIONALE DE L'AUTOMOBILE: *2014 F1 Technical Regulations*. – URL <http://www.fia.com/sport/regulations>. – abgerufen: 13.02.2014
- [35] FENIMORE, C.P.: Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames. In: *Symposium (International) on Combustion* 13 (1971), S. 373–380. – ISSN 0082-0784
- [36] FRENKLACH, M. ; WANG, H.: Detailed Mechanism and Modeling of Soot Particle Formation. In: BOCKHORN, H. (Hrsg.): *Soot Formation in Combustion* Bd. 59. Springer Berlin Heidelberg, 1994, S. 165–192. – ISBN 978-3-642-85169-8

- [37] FRENCH, M. ; HARTMANN, G. ; PHADKE, S.M. ; SCHARF, B. ; HEINRICH, M. ; CUSIMANO, G.P.: *The New MGE (Midsize Gasoline Engine) with Direct Injection and Turbocharging from General Motors*. 21. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik. 2012
- [38] FRIEDFELDT, R. ; ZENNER, T. ; ERNST, R. ; FRASER, A.: Dreizylinder-Ottomotor mit Direkteinspritzung und Turboaufladung. In: *Motortechnische Zeitschrift* 05/2012 (2012), S. 354–363
- [39] GILLES-BIRTH, I.: *Optische Untersuchung der Düseninnenströmung von Sitzlochinjektoren für die Benzindirekteinspritzung*, Universität Karlsruhe (TH), Dissertation, 2009
- [40] GREIS, A. E.: *Laseroptische Untersuchungen des Verbrennungsprozesses in einem PKW-Dieselmotor*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 2007
- [41] GROB, A.: *Rohemissionsreduktion und Abgasnachbehandlungskonzepte an Hochleistungs-Ottomotoren mit Direkteinspritzung*, Universität Karlsruhe (TH), Dissertation, 2007
- [42] GROB, A. ; BRINKMANN, C. ; KÖNIGSTEDT, J.: Der neue 4,0-L-V8-TFSI-Motor von Audi Teil 2: Thermodynamik und Applikation. In: *Motortechnische Zeitschrift* 03/2013 (2013), S. 232–238
- [43] GROSSMANN, F. ; MONKHOUSE, P.B. ; RIDDER, M. ; SICK, V. ; WOLFRUM, J.: Temperature and pressure dependences of the laser-induced fluorescence of gas-phase acetone and 3-pentanone. In: *Applied Physics B* 62 (1996), Nr. 3, S. 249–253. – ISSN 0946-2171
- [44] GSTREIN, W.: *Ein Beitrag zur spektroskopischen Flammentemperaturmessung bei Dieselmotoren*, Technische Universität Graz, Dissertation, 1986
- [45] HAMMER, J. ; BUSCH, R.: Aspects on injection pressure for diesel and gasoline DI engines. In: *International Engine Congress 2014*, ATZlive & VDI Wissensforum, 2014, S. 447–466
- [46] HAMMER, J. ; KUFFERATH, A. ; WEHMEIER, K.: Modern GDI combustion systems with focus on fuel metering technology fulfilling future emission legislation. In: *The Spark Ignition Engine of the Future* Bd. 2011-08, SIA, 2011, S. 1–7
- [47] HEIDUK, T. ; KUHN, M. ; STICHLMEIR, M. ; UNSELT, F.: Der Neue 1,8-L-TFSI-Motor von Audi Teil 2: Gemischbildung, Brennverfahren und Aufladung. In: *Motortechnische Zeitschrift* 07-08/2011 (2011), S. 596–605
- [48] HEINSTEIN, A. ; LANDENFELD, T. ; RIEMER, M. ; SEBASTIAN, T.: Direkteinspritzsysteme für Ottomotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* 03/2013 (2013), S. 226–231

- [49] HENLE, A.: *Entkopplung von Gemischbildung und Verbrennung bei einem Dieselmotor*, Technische Universität München, Dissertation, 2006
- [50] HEYWOOD, J. B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York [u.a.] : McGraw-Hill, 1988 (McGraw-Hill series in mechanical engineering McGraw-Hill international editions Automotive technology series). – ISBN 0-07-028637-X
- [51] HOTTEL, H. C. ; BROUGHTON, F. P.: Determination of True Temperature and Total Radiation from Luminous Gas Flames. In: *Industrial & Engineering Chemistry Analytical Edition* 4 (1932), Nr. 2, S. 166–175
- [52] HULST, H. C. van d.: *Light Scattering by Small Particles*. New York : Dover Publications, 1981 (Dover classics of science and mathematics). – Unabr. and corr. republication of the work originally published in 1957 by Wiley. – ISBN 0-486-64228-3
- [53] IWAMOTO, Y. ; NOMA, K. ; NAKAYAMA, O. ; YAMAUCHI, T. ; ANDO, H.: *Development of Gasoline Direct Injection Engine*. SAE Technical Paper 970541. 1997
- [54] JOOS, F.: *Technische Verbrennung: Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen*. Springer Berlin Heidelberg, 2006. – ISBN 978-3-540-34333-2
- [55] KENNEDY, I. M.: Models of soot formation and oxidation. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 23 (1997), Nr. 2, S. 95–132. – ISSN 0360-1285
- [56] KITTELSON, D. B.: Engines and Nanoparticles: A Review. In: *Journal of Aerosol Science* 29 (1998), Nr. 5-6, S. 575–588. – ISSN 0021-8502
- [57] KITTELSON, D.B. ; ARNOLD, M. ; WATTS, W.F.: *Review of Diesel Particulate Matter Sampling Methods*. University of Minnesota, Center for Diesel Research. 1999. – Final Report
- [58] KLAUER, N. ; KLÜTING, M. ; SCHÜNEMANN, E. ; SCHWARZ, C. ; STEINPARZER, F.: *Die BMW TwinPower Turbo Ottomotoren Technologie als Enabler zur Erfüllung weltweiter Emissionsanforderungen*. 34. Internationales Wiener Motorensymposium. 2013
- [59] KLAUER, N. ; ZÜLCH, C. ; SCHWARZ, C. ; SCHÜNEMANN, E.: 2,0-L-Vierzylinder-Ottomotor von BMW mit Turboaufladung für SULEV. In: *Motortechnische Zeitschrift* 05/2012 (2012), S. 380–387
- [60] KNEIFEL, A.: *Hochdruckeinspritzung als Möglichkeit zur Kraftstoffverbrauchs- und Abgasemissionsreduzierung bei einem Ottomotor mit strahlgeführtem Brennverfahren*, Universität Karlsruhe (TH), Dissertation, 2008
- [61] KOBAN, W. ; SCHORR, J. ; SCHULZ, C.: Oxygen-distribution imaging with a novel two-tracer laser-induced fluorescence technique. In: *Applied Physics B* 74 (2002), Nr. 1, S. 111–114. – ISSN 0946-2171

- [62] KOCH, T.: *Numerischer Beitrag zur Charakterisierung und Vorausberechnung der Gemischbildung und Verbrennung in einem direkteingespritzten, strahlgeführten Ottomotor*, Eidgenössische technische Hochschule Zürich, Dissertation, 2002
- [63] KOLAR, J.: *Stickstoffoxide und Luftreinhaltung: Grundlagen, Emissionen, Transmission, Immissionen, Wirkungen*. Springer, 1990. – ISBN 3-540-50935-6; 0-387-50935-6
- [64] KREBS, R. ; STIEBELS, B. ; SPIEGEL, L. ; POTT, E.: *FSI - Ottomotor mit Direkteinspritzung im Volkswagen Lupo*. 21. Internationales Wiener Motorensymposium. 2001
- [65] KRÄMER, S.: *Untersuchungen zur Gemischbildung, Entflammung und Verbrennung beim Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1998 (Fortschritt-Berichte VDI: Reihe 12, Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik Nr. 353). – ISBN 3-18-354312-5
- [66] KRUST, M.: *Auslaufmodell NEFZ-Zyklus*. Automobilwoche vom 26. Juli. 2010
- [67] KUFFERATH, A. ; BERNS, S. ; HAMMER, J. ; BUSCH, R. ; FRANK, M. ; STORCH, A.: *EU6 als Herausforderung für die Benzindirekteinspritzung – Eine Bewertung zukunftsfähiger Systemansätze*. 33. Internationales Wiener Motorensymposium. 2012
- [68] KUFFERATH, A. ; SAMENFINK, W. ; GERHARDT, J.: *Hochdruck-Schichtstart, die bessere Startstrategie bei der Benzindirekteinspritzung*. 12. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik. 2003
- [69] KUFFERATH, A. ; SAMENFINK, W. ; GERHARDT, J.: Die neue Emissionsstrategie der Benzin-Direkteinspritzung. In: *Motortechnische Zeitschrift* 11/2003 (2003), S. 916–923
- [70] KUHN, D.: *Messung von Temperatur- und Konzentrationsprofilen mittels Laser-induzierter Fluoreszenz (LIF)*, Forschungszentrum Karlsruhe GmbH, Dissertation, 2001
- [71] KUHNERT, S.: *Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Optimierung der dieselmotorischen Gemischbildung und Verbrennung*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation, 2011
- [72] KULKARNI, P. ; BARON, P.A. ; WILLEKE, K.: *Aerosol measurement: principles, techniques, and applications*. 3rd ed. Wiley, 2011. – ISBN 978-1-283-20374-6
- [73] KÜPPER, D. ; ARTMANN, C. ; PISCHINGER, S. ; RABL, H.-P.: Schmierölverdün-  
nung von direkteinspritzenden Ottomotoren unter Kaltstarttrandbedingungen. In: *Motortechnische Zeitschrift* 09/2013 (2013), S. 710–715

- [74] LANGEN, P. ; MELCHER, T. ; MISSY, S. ; SCHWARZ, C. ; SCHÜNEMANN, E.: *Neue BMW Sechs- und Vierzylinder-Ottomotoren mit High Precision Injection und Schichtbrennverfahren*. 28. Internationales Wiener Motorensymposium. 2007
- [75] LAVISION GMBH: *Anna-Vandenhoeck-Ring 19, 37081 Göttingen*. – URL <http://www.lavision.de/>
- [76] LÜCKERT, P. ; DOLL, G. ; MERDES, N. ; WALTNER, A. ; EDER, T.: *Die Schwerpunkte der Otto-Motoren-Entwicklung von Mercedes-Benz*. 19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik. 2010
- [77] LE GAL, P. ; FARRUGIA, N. ; GREENHALGH, D.A.: Laser Sheet Dropsizing of dense sprays. In: *Optics & Laser Technology* 31 (1999), Nr. 1, S. 75–83. – ISSN 0030-3992
- [78] LEICK, P.: *Quantitative Untersuchungen zum Einfluss von Düsengeometrie und Gasdichte auf den Primärzerfallsbereich von Dieselsprays*, TU Darmstadt, Dissertation, 2008
- [79] LEJSEK, D. ; KULZER, A.: *Investigations on the Transient Wall Heat Transfer at Start-Up for SI Engines with Gasoline Direct Injection*. SAE Technical Paper 2009-01-0613. 2009
- [80] LENZ, H.P.: *Gemischbildung bei Ottomotoren*. Springer, 1990. – ISBN 3-211-82193-7
- [81] LÖHNER, K. ; MÜLLER, H.: *Gemischbildung und Verbrennung im Ottomotor*. Springer-Verl., 1967
- [82] LUTTERMANN, C. ; MISSY, S. ; SCHWARZ, C. ; KLAUER, N.: *High Precision Injection in Verbindung mit Aufladung am Beispiel des neuen BMW Twin Turbo Ottomotors*. 15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik. 2006
- [83] MATSUI, Y. ; KAMIMOTO, T. ; MATSUOKA, S.: *Formation and Oxidation Processes of Soot Particulates in a D.I. Diesel Engine - An Experimental Study via the Two-Color Method*. SAE Technical Paper 820464. 1982
- [84] MAYER, K.: *Pyrometrische Untersuchung der Verbrennung in Motoren mit Common-rail-Direkteinspritzung mittels einer erweiterten Zwei-Farben-Methode*, Universität Karlsruhe (TH), Dissertation, 2000
- [85] MERDES, N. ; ENDERLE, C. ; VENT, G. ; WELLER, R.: Der Neue Vierzylinderottomotor mit Turboaufladung von Mercedes-Benz. In: *Motortechnische Zeitschrift* 12/2011 (2011), S. 942–951
- [86] MERKER, G. P. (Hrsg.) ; SCHWARZ, C. (Hrsg.) ; TEICHMANN, R. (Hrsg.): *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. 5. Auflage. Vieweg+Teubner Verlag Wiesbaden, 2011. – ISBN 978-3-8348-1393-0

- [87] METGHALCHI, M. ; KECK, J. C.: Burning velocities of mixtures of air with methanol, isooctane, and indolene at high pressure and temperature. In: *Combustion and Flame* 48 (1982), S. 191–210. – URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0010218082901274>. – ISSN 0010-2180
- [88] MIE, G.: Beiträge zur Optik trüber Medien, speziell kolloidaler Metallösungen. In: *Annalen der Physik* 330 (1908), Nr. 3, S. 377–445. – ISSN 1521-3889
- [89] MIKLAUSCHITSCH, M.: *Niedrigstemissionskonzept auf Basis eines abgasturboaufgeladenen Ottomotors mit Direkteinspritzung, vollvariablem Ventiltrieb und Sekundärlufteinblasung*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation, 2011
- [90] MISSY, S. ; SCHWARZ, C. ; SCHÜNEMANN, E.: Brennverfahrensentwicklung am Beispiel der neuen BMW Sechs- und Vierzylinder Ottomotoren mit High Precision Injection und Schichtbrennverfahren. In: SPICHER, U. (Hrsg.): *Direkteinspritzung im Ottomotor VI*, Haus der Technik, 2007, S. 105–117
- [91] NAGLE, J. ; STRICKLAND-CONSTABLE, R. F.: Oxidation of Carbon between 1000 - 2000 °C. In: *Proceedings of the Fifth Carbon Conference*, 1962, S. 154–164
- [92] NIST CHEMISTRY WEBBOOK: *National Institute of Standards and Technology: Chemistry WebBook*. – URL <http://webbook.nist.gov/chemistry/>. – abgerufen: 21.08.2013
- [93] OELCHECK GMBH: *Kerschelweg 28, 83098 Brannenburg*. – URL <http://www.oelcheck.de/>
- [94] OHNESORGE, W. V.: Die Bildung von Tropfen an Düsen und die Auflösung flüssiger Strahlen. In: *ZAMM - Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik* 16 (1936), Nr. 6, S. 355–358. – ISSN 1521-4001
- [95] OHRNBERGER, T. D. G.: *Einspritzdüsenauslegung und Brennraumgeometrie für ein direkteinspritzendes 2-Ventil-Dieselmotorenverfahren*, Technische Universität München, Dissertation, 2010
- [96] PAPE, J. ; KNEIFEL, A. ; TREMMEL, O. ; VELJI, A. ; SPICHER, U.: 'Bridging the Ring Gap' with Pressure and Holes – The Approach to an Affordable Injector for Gasoline Direct Injection Systems of the Future. In: *The Spark Ignition Engine of the Future*, SIA, 2007, S. 1–8
- [97] PATENTSCHRIFT CH22031: *Verbrennungskraftmaschine*. eidgenössisches Amt für geistiges Eigentum. April 1900
- [98] PATENTSCHRIFT DE532: *Gasmotor*. kaiserliches Patentamt. August 1877
- [99] PFISTER, Ch.: *Increasing the delivery pressure of high-pressure gasoline pumps for direct injection engines by the use of ceramic components*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation, 2013

- [100] PILCH, M. ; ERDMAN, C.A.: 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. In: *International Journal of Multiphase Flow* 13 (1987), Nr. 6, S. 741–757. – ISSN 0301-9322
- [101] PISCHINGER, F. ; SCHULTE, H. ; JANSEN, J.: Grundlagen und Entwicklungslinien der diesel-motorischen Brennverfahren. In: *Die Zukunft des Dieselmotors*, VDI Verlag, 1988 (VDI Berichte Nr. 714), S. 61–93. – ISBN 3-18-090714-2
- [102] PISCHINGER, R. ; KLELL, M. ; SAMS, T.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. 3. Auflage. Springer-Verlag, 2009. – ISBN 978-3211-99276-0
- [103] POLYTEC GMBH: *Polytec-Platz 1-7, 76337 Waldbronn*. – URL <http://www.polytec.com/de/>
- [104] PORTER, S.: Partikelanzahl-Emission bei Hybridfahrzeugen mit Ottomotor. In: *Motortechnische Zeitschrift* 04/2012 (2012), S. 278–282
- [105] PRICE, P. ; STONE, R. ; COLLIER, T. ; DAVIES, M. ; SCHEER, V.: *Dynamic Particulate Measurements from a DISI Vehicle: A Comparison of DMS500, ELPI, CPC and PASS*. SAE Technical Paper 2006-01-1077. 2006
- [106] QUANTEL GMBH: *Worringer Str. 30, 50668 Köln*. – URL <http://www.quantel-laser.com/>
- [107] RAAB, S.: *Laser-optische Messungen in Drallflammen*. Als Ms. gedr. Düsseldorf : VDI-Verl., 2002 (Fortschritt-Berichte VDI: Reihe 6, Energietechnik Nr. 479). – ISBN 3-18-347906-0
- [108] RAFFEL, M. ; C.WILLERT ; WERELEY, S. ; KOMPENHANS, J.: *Particle Image Velocimetry: A Practical Guide*. 2. ed. Berlin : Springer, 2007. – ISBN 978-3-540-72307-3
- [109] REAVELL, K. ; HANDS, T. ; COLLINGS, N.: *A Fast Response Particulate Spectrometer for Combustion Aerosols*. SAE Technical Paper 2002-01-2714. 2002
- [110] RECK, T.: *Experimentelle Untersuchungen der Einflussgrößen zur Minimierung der Partikelrohmissionen bei Benzindirekteinspritzung*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation, 2013
- [111] REITZ, R. D. ; BRACCO, F. V.: Mechanisms of breakup of round liquid jets. In: *Encyclopedia of fluid mechanics* 3 (1986), S. 233–249
- [112] RHODES, D. ; KECK, J.: *Laminar Burning Speed Measurements of Indolene-Air-Diluent Mixtures at High Pressures and Temperatures*. SAE Technical Paper 850047. 1985
- [113] ROBERT BOSCH GMBH (Hrsg.): *Ottomotor-Management*. Vieweg, 2005
- [114] RÖNTGEN, W.C.: On tones produced by the intermittent irradiation of a gas. In: *Philosophical Magazine Series 5* 11 (1881), Nr. 68, S. 308–311

- [115] ROTTENKOLBER, G.: *Ottomotoren im Kaltstart: Laseroptische Messverfahren zur Charakterisierung des Kraftstofftransports*, Universität Karlsruhe (TH), Dissertation, 2001
- [116] SCHATZ, A. ; KONIECZNY, R.: *Effizientes Thermomanagement für zukünftige Motor- und Emissionskonzepte - Möglichkeiten zur CO<sub>2</sub> Reduktion mittels beheiztem Katalysator*. 9. Dresdner Motorenkolloquium. Juni 2011
- [117] SCHIESSL, R.: *Untersuchung innermotorischer Verbrennungsprozesse mit laser-induzierter Fluoreszenz*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2001
- [118] SCHINDLER, W. ; HAISCH, C. ; BECK, H. ; NIESSNER, R. ; JACOB, E. ; ROTHE, D.: *A Photoacoustic Sensor System for Time Resolved Quantification of Diesel Soot Emissions*. SAE Technical Paper 2004-01-0968. 2004
- [119] SCHÖPPE, D. ; GREFF, A. ; ZHANG, H. ; FRENZEL, H. ; RÖSEL, G. ; ACHLEITNER, E. ; KAPPHAN, F.: *Anforderungen an zukünftige Otto DI-Einspritzsysteme und entsprechende Plattformlösungen*. 32. Internationales Wiener Motorensymposium. 2011
- [120] SCHÖPPE, D. ; ZHANG, H. ; RÖSEL, G. ; ACHLEITNER, E. ; KAPPHAN, F. ; DUPONT, H.: *Nächste Generation Motorsteuerungssysteme für die Benzin-Direkteinspritzung*. 34. Internationales Wiener Motorensymposium. 2013
- [121] SCHULZE, T.: *Untersuchung des Einflusses der Spritzlochgeometrie der Einspritzdüse auf die dieselmotorische Gemischbildung und Verbrennung*, TU Dresden, Dissertation, 2002
- [122] SCHUMANN, F. ; KUBACH, H. ; SPICHER, U.: The Influence of Injection Pressures of up to 800 bar on Catalyst Heating Operation in Gasoline Direct Injection Engines. In: *International Conference on Modeling and Diagnostics for Advanced Engine Systems* Bd. 12-201, JSME, 2012, S. 603–608
- [123] SCHUMANN, F. ; KUBACH, H. ; SPICHER, U.: Katalysatorheizen beim Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung und Einspritzdrücken bis 800 bar. In: *Diesel- und Benzindirekteinspritzung* Bd. VII, Haus der Technik, 2013, S. 340–353
- [124] SCHWARZER, C. M.: *Verbrauchswerte von Hybridautos führen in die Irre*. ZEIT ONLINE vom 4. November. 2010
- [125] SPICHER, U.: *Untersuchungen über die räumliche Ausbreitung und das Erlöschen der Flamme bei der ottomotorischen Verbrennung*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 1982
- [126] SPICHER, U.: Analyse der Effizienz zukünftiger Antriebssysteme für die individuelle Mobilität. In: *Motortechnische Zeitschrift* 02/2012 (2012), S. 98–105
- [127] SPICHER, U. ; HEIDENREICH, T. ; NAUWERCK, A.: Stand der Technik strahlgeführter Verbrennungssysteme. In: *Strahlgeführte Verbrennungssysteme*, Haus der Technik, 2005, S. 1–18. – ISBN 3-8169-2451-4

- [128] SPICHER, U. ; KREBS, R. ; DRESEN-RAUSCH, J.: *Soot Formation Analysis within the Combustion Chamber of Diesel Engines by Optical Fibers*. 19th CIMAC Congress. 1991
- [129] SPICHER, U. ; REISSING, J. ; KECH, J.M. ; GINDELE, J.: *Gasoline Direct Injection (GDI) Engines – Development Potentialities*. SAE Technical Paper 1999-01-2938. 1999
- [130] STEINPARZER, F. ; SCHWARZ, C. ; MIKLAUSCHITSCH, M.: *Das BMW TVDI Brennverfahren – Basis für Niedrigstmissionskonzepte und geringen Kraftstoffverbrauch*. 13. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“. 2011
- [131] STIESCH, G.: *Modeling Engine Spray and Combustion Processes*. Berlin : Springer, 2003. – ISBN 3-540-00682-6
- [132] STORCH, A. ; KUFFERATH, A. ; FISCHER, U. ; SELDER, M. ; SCHÜNEMANN, E.: TVDI Verbrauchstechnologie für den weltweiten Einsatz: Injektorauslegung und Brennverfahrensentwicklung. In: *Beiträge 9. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik*. Baden-Baden : AVL, Juni 2010, S. 115–128
- [133] SUCK, G.: *Untersuchung der HC-Quellen an einem Ottomotor mit Direkteinspritzung*, Universität Magdeburg, Dissertation, 2001
- [134] TALLEY, D. ; VERDIECK, J. ; LEE, S. ; MCDONELL, V. ; SAMUELSEN, G.: Accounting for laser sheet extinction in applying PLLIF to sprays. In: *Aerospace Sciences Meetings*. American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1996, S. 1–18
- [135] THOM, R.W.: MTZ Wissen - Typengenehmigung von PKW mit elektrifizierten Antrieben. In: *Motortechnische Zeitschrift* 09/2013 (2013), S. 692–698
- [136] WALTHER, J.: *Quantitative Untersuchungen der Innenströmung in kavitierenden Dieseleinspritzdüsen*, TU Darmstadt, Dissertation, 2002
- [137] WALZEL, P.: Zerstäuben von Flüssigkeiten. In: *Chemie Ingenieur Technik* 62 (1990), Nr. 12, S. 983–994. – ISSN 1522-2640
- [138] WARNATZ, J. ; MAAS, U. ; DIBBLE, R. W.: *Combustion: Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation*. 4. Edition. Berlin, 2006. – ISBN 978-3-540-25992-3
- [139] WARNECKE, W. ; LEONHARDT, H. ; GRAUPNER, O. ; KOCH, N.: Anforderungen an Betriebsstoffe für Ottomotoren mit Direkteinspritzung. In: *Motortechnische Zeitschrift* 4/2001 (2001), S. 294–301
- [140] WIEMER, S.: *Untersuchungen zum Start- und Warmlaufverhalten eines Ottomotors mit Direkteinspritzung*, Universität Karlsruhe (TH), Dissertation, 2008
- [141] ZEL'DOVICH, Y.B.: The oxidation of nitrogen in combustion and explosions. In: *Acta Physicochimica* 21 (1946), S. 577–628



# Lebenslauf

## Persönliche Daten

Name: Florian Schumann  
Geburtsdatum: 27.10.1979  
Geburtsort: Lindenberg im Allgäu

## Schulbildung

1986 - 1990 Grundschule Weißensberg  
1990 - 1999 Bodenseegymnasium Lindau (B)

## Ersatzdienst

1999 - 2000 Sozialstation Lindau (B)

## Studium

2001 Mechatronikstudium  
an der Fachhochschule Karlsruhe  
2001 - 2007 Maschinenbaustudium  
an der Universität Karlsruhe (TH)

## Berufliche Laufbahn

2007 - 2014 Wissenschaftlicher Mitarbeiter  
am Institut für Kolbenmaschinen,  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)  
seit Juni 2014 ANDREAS STIHL AG & Co. KG, Waiblingen