

**Untersuchung innermotorischer Einflussgrößen auf  
die Partikelemission eines Ottomotors mit  
Direkteinspritzung**

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

der Fakultät für Maschinenbau  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte  
**Dissertation**  
von

Dipl.-Ing. Helge Dageförde  
aus Fürstenfeldbruck

Tag der mündlichen Prüfung  
Hauptreferent:  
Korreferent:

16. Januar 2015  
Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher  
Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld

**Forschungsberichte aus dem  
Institut für Kolbenmaschinen  
Karlsruher Institut für Technologie  
Hrsg.: Prof. Dr.-Ing. Ulrich 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 2015

Alle Rechte vorbehalten.

ISBN 978-3-8325-4054-8

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

Die Komplexität des verbrennungsmotorischen Antriebes ist seit über 100 Jahren Antrieb für kontinuierliche Aktivitäten im Bereich der Grundlagenforschung sowie der anwendungsorientierten Entwicklung. Die Kombination eines instationären thermodynamischen Prozesses mit einem chemisch reaktiven und hochturbulenten Gemisch, welches in intensiver Wechselwirkung mit einer Mehrphasenströmung steht, stellt den technologisch anspruchsvollsten Anwendungsfall dar. Gleichzeitig ist das Produkt des Verbrennungsmotors aufgrund seiner vielseitigen Einsetzbarkeit und zahlreicher Produktvorteile für sehr viele Anwendungen annähernd konkurrenzlos. Nun steht der Verbrennungsmotor insbesondere aufgrund der Abgasemissionen im Blickpunkt des öffentlichen Interesses. Vor diesem Hintergrund ist eine weitere und kontinuierliche Verbesserung der Produkteigenschaften des Verbrennungsmotors unabdingbar.

Am Institut für Kolbenmaschinen am Karlsruher Institut für Technologie wird deshalb intensiv an der Weiterentwicklung des Verbrennungsmotors geforscht. Übergeordnetes Ziel dieser Forschungsaktivitäten ist die Konzentration auf drei Entwicklungsschwerpunkte. Zum einen ist die weitere Reduzierung der Emissionen des Verbrennungsmotors, die bereits im Verlauf der letzten beiden Dekaden um circa zwei Größenordnungen reduziert werden konnten, aufzuführen. Zum zweiten ist die langfristige Umstellung der Kraftstoffe auf eine nachhaltige Basis Ziel der verbrennungsmotorischen Forschungsaktivitäten. Diese Aktivitäten fokussieren gleichzeitig auf eine weitere Wirkungsgradsteigerung des Verbrennungsmotors. Der dritte Entwicklungsschwerpunkt zielt auf eine Systemverbesserung. Motivation ist beispielsweise eine Kostenreduzierung, Systemvereinfachung oder Robustheitssteigerung von technischen Lösungen. Bei den meisten Fragestellungen wird aus dem Dreiklang aus Grundlagenexperiment, Prüfstandversuche und Simulation eine technische Lösung erarbeitet.

Die Arbeit an diesen Entwicklungsschwerpunkten bestimmt die Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten des Instituts. Hierbei ist eine gesunde Mischung aus grundlagenorientierter Forschung und anwendungsorientierter Entwicklungsarbeit der Schlüssel für ein erfolgreiches Wirken. In nationalen als auch internationalen Vorhaben sind wir bestrebt, einen wissenschaftlich wertvollen Beitrag zur erfolgreichen Weiterentwicklung des Verbrennungsmotors beizusteuern. Sowohl Industriekooperationen als auch öffentlich geförderte Forschungsaktivitäten sind hierbei die Grundlage guter universitärer Forschung.

Zur Diskussion der erarbeiteten Ergebnisse und Erkenntnisse dient diese Schriftenreihe, in der die Dissertationen des Instituts für Kolbenmaschinen verfasst sind. In

dieser Sammlung sind somit die wesentlichen Ausarbeitungen des Instituts niedergeschrieben. Natürlich werden darüber hinaus auch Publikationen auf Konferenzen und in Fachzeitschriften veröffentlicht. Präsenz in der Fachwelt erarbeiten wir uns zudem durch die Einreichung von Erfindungsmeldungen und dem damit verknüpften Streben nach Patenten. Diese Aktivitäten sind jedoch erst das Resultat von vorgelagerter und erfolgreicher Grundlagenforschung.

Jeder Doktorand am Institut beschäftigt sich mit Fragestellungen von ausgeprägter gesellschaftlicher Relevanz. Insbesondere Nachhaltigkeit und Umweltschutz als Triebfedern des ingenieurwissenschaftlichen Handelns sind die Motivation unserer Aktivität. Gleichzeitig kann er nach Beendigung seiner Promotion mit einer sehr guten Ausbildung in der Industrie oder Forschungslandschaft wichtige Beiträge leisten.

Im vorliegenden Band 1/2015 berichtet Herr Dageförde über die Auswirkungen innermotorischer Einflussgrößen auf die Partikelemissionen eines Ottomotors mit Direkt einspritzung. Im Fokus der Arbeit stehen sowohl die Ermittlung der Ursachen von Partikelemissionen als auch die Ableitung möglicher Maßnahmen zu ihrer Reduktion. Dazu stellt die detaillierte Betrachtung der Gemischbildung als Summe aus Ladungsbe-  
wegung, Kraftstoffeinbringung sowie Kraftstoffbeschaffenheit einen wesentlichen Teil der Arbeit dar. Zunächst wird die Gemischbildung und Verbrennung in Vorunter-  
suchungen an einem Einhubtriebwerk mit Hilfe umfassender optischer Messtechnik analysiert. Neben etablierten Messmethoden wie Schattenrissaufnahmen und Particle Image Velocimetry wird während der Verbrennung die Zwei-Farben-Pyrometrie verwendet. Um auch eine räumliche Zuordnung der mit ihr analysierten Rußstrahlung zu ermöglichen, wird die Messtechnik zu einer zweidimensionalen Messmethode erweitert. Die Untersuchungen identifizieren den Grad der Bauteilbenetzung, die Gemischhomo-  
genisierung, den Brennverlauf sowie den Ort der Entflammung als die wesentlichen das Rußeigenleuchten beeinflussenden Faktoren.

Die motorischen Untersuchungen werden an einem Einzylinder-Forschungsmotor in drei NEFZ-relevanten Betriebspunkten durchgeführt. Es werden verschiedene Fakto-  
ren systematisch auf Ihren Einfluss auf die Partikelbildung und -oxidation diskutiert. Zur innermotorischen Analyse kommen erneut optische Messtechniken zum Einsatz. Im Abgas wird neben gasförmigen Schadstoffen die Partikelanzahlkonzentration ge-  
messen sowie in ausgewählten Untersuchungen auch die Morphologie und chemische Zusammensetzung der Partikel analysiert. Ergänzend zu den bereits am Einhubtrieb-  
werk identifizierten Partikeleinflussgrößen zeigen sich Ablagerungen im Brennraum (speziell an der Injektorspitze) sowie Öleintrag in den Brennraum als potenzielle Par-  
tikelquellen. Abschließend wird auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse am Beispiel des Katalysatorheizbetriebs das Potenzial verschiedener applikativer Maßnahmen zur Dar-  
stellung eines niedrigen Partikel ausstoßes bei gleichzeitig geringen gasförmigen Emis-  
sionen und Verbrennungsschwankungen dargestellt.

Karlsruhe, im Januar 2015

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 ging aus dem von 2010 bis 2013 bearbeiteten und von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen finanzierten Vorhaben „Partikel bei Otto-DI“ hervor.

Mein besonders herzlicher Dank gilt Herrn Professor Dr.-Ing. Ulrich Spicher für die fachliche Betreuung, die stete Förderung und das Vertrauen in mein Tun. Herrn Professor Dr.-Ing. Peter Gratzfeld danke ich für die Übernahme des Korreferats und das hohe Interesse an meiner Arbeit. Herrn Professor Dr. sc. techn. Thomas Koch sei für die Möglichkeit die Dissertation nach Projektende abzuschließen gedankt.

Meinem Gruppenleiter Dr.-Ing. Heiko Kubach danke ich für das offene Ohr für alle kleinen & großen Doktorandensorgen und seine ruhige & ausgeglichene Art diesen zu begegnen. Dr.-Ing. Uwe Wagner danke ich für die Freiräume bei der Nutzung des Projektbudgets. Dr.-Ing. Fatih Sarıkoç danke ich herzlich für die intensive Unterstützung zu Beginn meiner Arbeit. Die fachlichen & persönlichen Gespräche fehlen mir sehr.

Meinen Zimmerkollegen Christian Donn & Wolfgang Zulehner danke ich für die einmalige Zeit im Büro 69. Die Mischung aus konzentrierten Arbeitsphasen und entspannten fachlichen & privaten Gesprächen hätte ich mir nicht besser wünschen können. Florian Schumann und Markus Bertsch danke ich für die intensive Auseinandersetzung mit dem vorliegenden Schriftstück sowie die vielen fachlichen Diskussionen rund um Partikelemissionen und ihre Messbarkeit. Für die Unterstützung am Prüfstand danke ich Eduard Oberländer, Markus Weber und Christian Stahl. Zudem möchte ich mich bei Herrn Christoph Schramm für die vorbildliche Betreuung der nicht immer kooperativen aber umfassend eingesetzten Abgasmesstechnik bedanken. Ernst Hummel und Ruben Klumpp danke ich für die wiederholte Wiederbelebung des Einhubtriebwerks. Für die Hilfe bei EDV Problemen möchte ich mich bei Michael Busch bedanken. Auch danke ich allen Studenten, welche zum Gelingen der Dissertation beigetragen haben.

Ein nicht in Worte fassbarer Dank gilt meinen Eltern für ihr Vertrauen in meinen Weg, die stete Unterstützung und den jederzeit bedingungslosen Rückhalt. Ganz herzlich möchte ich mich auch bei meiner Freundin Angela für Ihre Geduld, die vielen motivierenden Worte und die Unterstützung während der Schlussphase dieser Arbeit bedanken. Der Rückhalt, die Gespräche und die Ablenkung im Familien- & Freundeskreis haben stets motiviert und geholfen den Blick auf das große Ganze nicht zu verlieren.

Stuttgart, im April 2015

Helge Dageförde



# 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 Relevante Grundlagen zu Partikelemissionen</b>	<b>7</b>
2.1 Zusammensetzung und Eigenschaften von Partikeln . . . . .	8
2.2 Partikelbildungsmechanismen und -oxidation . . . . .	15
2.3 Gesundheitliche Auswirkungen durch Partikelexposition . . . . .	23
2.4 Partikelemissionen von Ottomotoren mit Direkteinspritzung . . . . .	27
2.4.1 Gemischbildung . . . . .	28
2.4.2 Katalysatorheizbetrieb . . . . .	44
<b>3 Versuchsaufbau und Analysemethoden</b>	<b>47</b>
3.1 Versuchsträger . . . . .	47
3.1.1 Einhubtriebwerk (EHT) . . . . .	47
3.1.2 Einzylinderaggregat (EZA) . . . . .	49
3.1.3 Gemischbildner . . . . .	51
3.2 Sondermesstechnik . . . . .	53
3.2.1 Partikelmesstechnik . . . . .	53
3.2.2 Optische Messtechnik . . . . .	56
3.2.3 Sonstige Sondermesstechnik . . . . .	65
<b>4 Voruntersuchungen am Einhubtriebwerk</b>	<b>69</b>
<b>5 Parameterstudien am Einzylinderaggregat</b>	<b>83</b>
5.1 Partikelbildung . . . . .	84
5.1.1 Kraftstoffsystem . . . . .	85
5.1.2 Ladungswechsel . . . . .	97
5.1.3 Einspritzstrategie / Luft-Kraftstoff-Verhältnis . . . . .	102
5.1.4 Betriebstemperatur . . . . .	106
5.1.5 Bauteilbenetzung . . . . .	109
5.1.6 Öleintrag . . . . .	113
5.1.7 Ablagerungen . . . . .	114

5.2	Partikeloxidation . . . . .	118
5.2.1	O <sub>2</sub> -Gehalt / Luft-Kraftstoff-Verhältnis . . . . .	119
5.2.2	Gastemperatur . . . . .	121
5.3	Partikelbeschaffenheit . . . . .	123
<b>6</b>	<b>Betriebsstrategievergleich „Katalysator heizen“</b>	<b>129</b>
6.1	Zündungsnahе Einspritzung mit $\lambda$ -Erhöhung . . . . .	130
6.2	Frühes „Auslass öffnet“ mit $RG_{int}$ -Erhöhung . . . . .	131
6.3	Zündungsnahе Einspritzung mit $h_{Abgas, VH}$ -Erhöhung . . . . .	138
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>143</b>
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>149</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>167</b>

# Nomenklatur

## Physikalische Größen

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
$\epsilon$	-	dimensionsloser Emissionskoeffizient
$\epsilon_D$	$m^2/s^3$	Dissipationsrate der turbulenten kinetischen Energie
$\eta_{Krst}$	$kg/m \cdot s$	dynamische Viskosität des Kraftstoffes
$\kappa$	J	mittlere turbulente Energie
$\lambda_{(global)}$	-	Luft-Kraftstoff-Verhältnis
$\lambda_x$	m	Wellenlänge
$\rho_g$	$kg/m^3$	Gasdichte
$\rho_{Krst}$	$kg/m^3$	Dichte des Kraftstoffes
$\rho_{Ru\beta}$	$kg/m^3$	Dichte der Rußteilchen
$\sigma_{Krst}$	N/m	Oberflächenspannung des Kraftstoffes
$\Omega_0$	sr	Raumwinkel
$A_a$	$m^2/g$	Massenabsorptionsquerschnitt
$A_e$	$m^2/g$	Massenextinktionsquerschnitt
B	mm	Bohrung
c	m/s	Lichtgeschwindigkeit im Vakuum
$c_1$	$W \cdot m^2$	1. Plancksche Strahlungskonstante
$c_2$	$K \cdot m$	2. Plancksche Strahlungskonstante
$c_\beta$	-	Korrekturfaktor zur turbulenten Dissipation
$c_{p, Abgas}$	$kJ/kg \cdot K$	spezifische Wärmekapazität des Abgases
$c_{Ru\beta}$	$g/m^3$	Rußkonzentration
$c_{w, Tr}$	-	Widerstandsbeiwert eines Tropfens
$d_{Ru\beta}$	nm	Durchmesser der Rußteilchen
D	mm	Durchmesser
$D_{Krst, Tr}$	$\mu m$	Durchmesser eines Kraftstofftropfens
$D_p$	nm	Partikeldurchmesser
$D_{SL}$	$\mu m$	Spritzlochdurchmesser
$F_{aero}$	N	aerodynamische Kräfte
h	J/s	Plancksches Wirkungsquantum
$\dot{h}_{Abgas, VH}$	$kW/l_{VH}$	spezifischer Abgasenthalpiestrom
k	J/K	Boltzmannkonstante
K	J	mittlere kinetische Energie
$K_{ex}$	$1/m$	Extinktionskoeffizient

## Nomenklatur

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
Ka	-	strömungsmechanische Kavitationszahl
Kn	-	angenährte Kavitationszahl
l	m	Schichtdicke
L	mm	Länge
$L_{\lambda_s}$	$W/m^3sr$	monochromatische spektrale Strahldichte
m	kg	Masse
$\dot{m}_{AV}$	kg/h	Massenstrom über die Auslassventile aus dem Brennraum
$\dot{m}_{EV}$	kg/h	Massenstrom über die Einlassventile in den Brennraum
$\dot{m}_{Krst}$	kg/h	Kraftstoffmassenstrom
$\dot{m}_{Luft}$	kg/h	Luftmassenstrom
$mf_{b50\%}$	$^{\circ}KW$ n. ZOT	Schwerpunktlage der Verbrennung
$mf_{bx}$	$^{\circ}KW$ n. ZOT	Lage nach x% Kraftstoffumsatz
n	$min^{-1}$	Drehzahl
Oh	-	Ohnesorge-Zahl
p	$N/m^2$	Druck
$p_{\infty}$	bar	Druck der ungestörten Kraftstoffströmung
$p_{Krst}$	bar	Kraftstoffdruck
$p_{mi}$	bar	indizierter Mitteldruck
$p_{mi,st}$	bar	Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes
$p_{saug}$	bar	Saugrohrdruck
$p_v$	bar	Dampfdruck des Kraftstoffes
$p_{Zyl}$	bar	Zylinderdruck
P	J/s	Bildungsrate der turbulenten kinetischen Energie
$PN_{CPC}$	$\#/cm^3$	Partikelanzahlkonzentration, gemessen mit einem AVL 489 APC
$PN_{EEPS}$	$\#/cm^3$	Partikelanzahlkonzentration, gemessen mit einem TSI 3090 EEPS
$PN_{>23}$	$\#/cm^3$	Partikelanzahlkonzentration der Partikel mit einem Durchmesser $> 23$ nm, gemessen mit einem TSI 3090 EEPS
$PM_{MSS}$	$mg/m^3$	Partikelmassenkonzentration, gemessen mit einem AVL 483 Micro Soot Sensor
$Q_a$	-	dimensionsloser Absorptionsquerschnitt
$\dot{Q}_{stat}$	g/min	stationärer Injektordurchfluss
Re	-	Reynolds-Zahl
$RG_{int}$	%	interne Restgasrate
T	K	Temperatur
$T_{\infty}$	K	Temperatur der ungestörten Kraftstoffströmung
$T_{Abgas}$	$^{\circ}C$	Abgastemperatur
$T_{ET}$	$^{\circ}C$	Temperatur der Evaporation Tube
$T_{KW}$	$^{\circ}C$	Kühlmitteltemperatur
$T_{mittel}$	K	mittlere Gastemperatur

<b>Formelzeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bezeichnung</b>
$T_{\text{Öl}}$	$^{\circ}\text{C}$	Öltemperatur
$T_{\text{S}}$	K	Schwarzkörpertemperatur
$T_{\text{Umgebung}}$	$^{\circ}\text{C}$	Umgebungstemperatur
$T_{\text{verbrannt}}$	K	Gastemperatur in der verbrannten Zone
$u'$	m/s	turbulente kinetische Geschwindigkeit
$U$	m/s	mittlere kinetische Geschwindigkeit
$U_{\text{rel}}$	m/s	relative Strömungsgeschwindigkeit
$v_{\text{EV}}$	m/s	mittlere Strömungsgeschwindigkeit über die Einlassventile in den Brennraum
$v_{\text{Krst}}$	m/s	Strömungsgeschwindigkeit des Kraftstoffes
$v_{\text{Krst,Tr}}$	m/s	Geschwindigkeit eines Kraftstofftropfens
$V_{\alpha}$	$\text{cm}^3$	Brennraumvolumen bei der Kurbelwellenposition $\alpha$
$V_{\text{H}}$	$\text{cm}^3$	Gesamtmotorhubvolumen
$We$	-	Weber-Zahl

## Abkürzungen und Indizes

Abkürzung	Bezeichnung
2FM	Zwei-Farben-Pyrometrie
AÖ	Auslass(ventil) öffnet
APC	AVL 489 Particle Counter Advanced
ASPZG	Auslassspreizung
AV	Auslassventil
AVH	Auslassventilhub
$B_x$	RON 95 Ottokraftstoff mit $x$ Vol% n-Butanol
BP	Betriebspunkt
BS	Betriebsstrategie
C	Kohlenstoff
CAD	Computer-Aided Design
CCD	Charge-Coupled-Device
CMOS	Complementary metal-oxide-semiconductor
$CO_x$	Kohlenstoffoxide
COV	Coefficient of Variation
CPC	Condensation Particle Counter
CVO	Controlled Valve Operation
DMS	Differential Mobility Spectrometer
DNS	Desoxyribonukleinsäure
DoE	Design of Experiments
$E_x$	RON 95 Ottokraftstoff mit $x$ Vol% Ethanol
EDXS	energiedispersive Röntgenspektroskopie
EEPS	Engine Exhaust Particle Sizer
EHT	Einhubtriebwerk
ES	Einspritzung
ESB	Einspritzbeginn
ESE	Einspritzende
ESPZG	Einlassspreizung
ET	Evaporation Tube
EU	Europäische Union
EV	Einlassventil
EVH	Einlassventilhub
EZA	Einzyylinderaggregat
FID	Flammenionisationsdetektor
FTP-75	Federal Test Procedure 75
FVV	Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V.
GCA	Gas Exchange and Combustion Analysis
H	Wasserstoff
HC	unverbrannte Kohlenwasserstoffe
HDEV	Hochdruck-Einspritzventil
HE	hydroerosiv
HR-TEM	hochauflösende Transelektronenmikroskopie



<b>Abkürzung</b>	<b>Bezeichnung</b>
IARC	International Agency for Research on Cancer
ICOS	Internal Combustion Optical Sensor
ISF	Insoluble Fraction
Krst	Kraftstoff
KW	Kurbelwinkel
LBW	Ladungsbewegung
LIF	Laserinduzierte Fluoreszenz
LII	Laserinduzierte Inkandeszenz
LKW	Lastkraftwagen
MW	Mittelwert
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NO	Stickstoffmonoxid
NO <sub>x</sub>	Stickoxide
NVH	Noise Vibration Harshness
O	Sauerstoff
OH	Hydroxyl-Radikal
OT	oberer Totpunkt
PAK	polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
PIV	Particle Image Velocimetry
PKW	Personenkraftwagen
PM	Partikelmasse
PM <sub>0.1</sub>	Masse der Partikel mit einem Durchmesser < 0.1 µm
PM <sub>2.5</sub>	Masse der Partikel mit einem Durchmesser < 2.5 µm
PM <sub>10</sub>	Masse der Partikel mit einem Durchmesser < 10 µm
PMP	Particle Measurement Programm
PN	Partikelanzahl
PND	Particle Number Diluter
RIM	Refractive Index Matching
RON	Research Octane Number
R-NO <sub>3</sub>	Nitrate
R-SO <sub>4</sub>	Sulfate
SIOF	Soluble Inorganic Fraction
SMPS	Scanning Mobility Particle Sizer
SOF	Soluble Organic Fraction
St	Standardabweichung
Tr	Tropfen
US06	gesetzlicher Fahrzyklus in Nordamerika
VPR	Volatile Particle Remover
WHO	World Health Organization
ZK	Zündkerze
ZOT	oberer Totpunkt des Hochdruckprozesses
ZÜS	zündungsnahe Einspritzung
Zyl	Zylinder
ZZP	Zündzeitpunkt



# 1 Einleitung und Zielsetzung

„Das Feinstaub Gespenst“, so bedruckte das Spiegelmagazin am 04.04.2005 das Titelbild seiner Printausgabe (Abb. 1.1). Im Magazin folgte ein 13 seitiger Artikel, in welchem die zu diesem Zeitpunkt bereits bundesweit intensiv geführte Debatte um die „unsichtbare Gefahr“ Feinstaub, das Gesundheitsrisiko, die Verursacher und eine verfehlte Umweltpolitik thematisiert wurde [17].

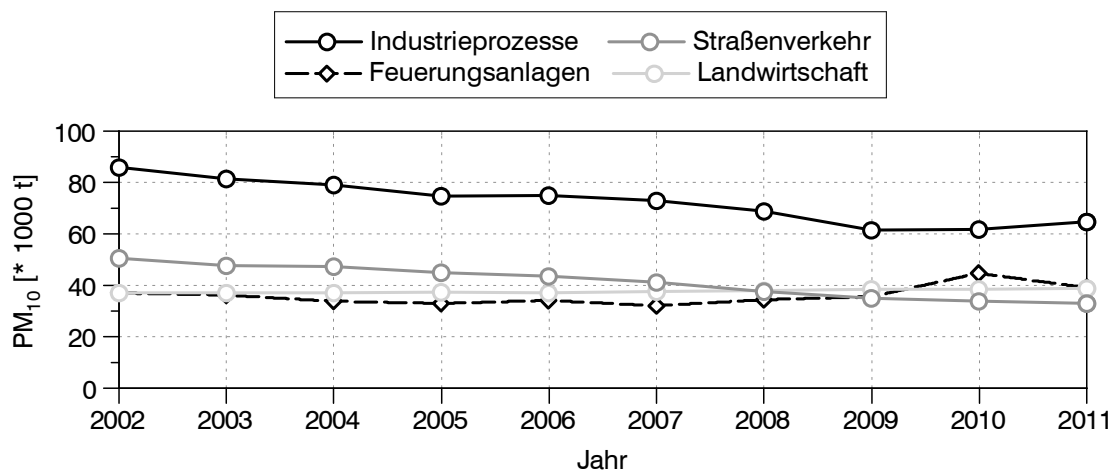


**Abbildung 1.1:** Titelbild des Spiegel Magazins vom 04.04.2005 (Ausgabe 14/2005) [78]

Auslöser der Diskussion war die 1999 verabschiedete und am 01.01.2005 in Kraft getretene EU Richtlinie 1999/30/EG [38] zur Erhaltung oder Verbesserung der Luftqualität. Mit ihr wurde u.a. ein Grenzwert für die Atemluftbelastung durch inhalierbaren Feinstaub ( $PM_{10}$ , d.h. Partikel mit einem Durchmesser  $< 10 \mu m$ ) festgesetzt und in Deutschland zum Zeitpunkt der Inkrafttretung des Gesetzes an ca. 340 Messstationen überwacht. Neben der Begrenzung des Jahresmittelwertes wurde auch der Tageshöchstwert (Mittelungszeitraum 24 Stunden) limitiert. Letzterer darf an jeder Messstation eine Feinstaubbelastung von  $50 \mu g$  maximal an 35 Tagen im Jahr überschreiten. Am 31.03.2005 wurde dieser Grenzwert speziell an verkehrsreichen Messstationen sowohl in München („Landshuter Allee“) als auch in Stuttgart („Am Neckartor“) bereits überschritten. Dies war der Auslöser für die bundesweit geführte Feinstaubdiskussion, in welcher die Mehrheit der Mitdiskutierenden die Automobilindustrie bzw.

Diesel-Lkw und -Pkw als Hauptverursacher des Problems definierten. Heute ist die anfänglich sehr emotional geführte Debatte einer sachlicheren gewichen. Statt kurzfristigem Aktionismus werden Maßnahmen aus fundierten Analysen abgeleitet und so die Feinstaubproblematik als komplexere Herausforderung identifiziert.

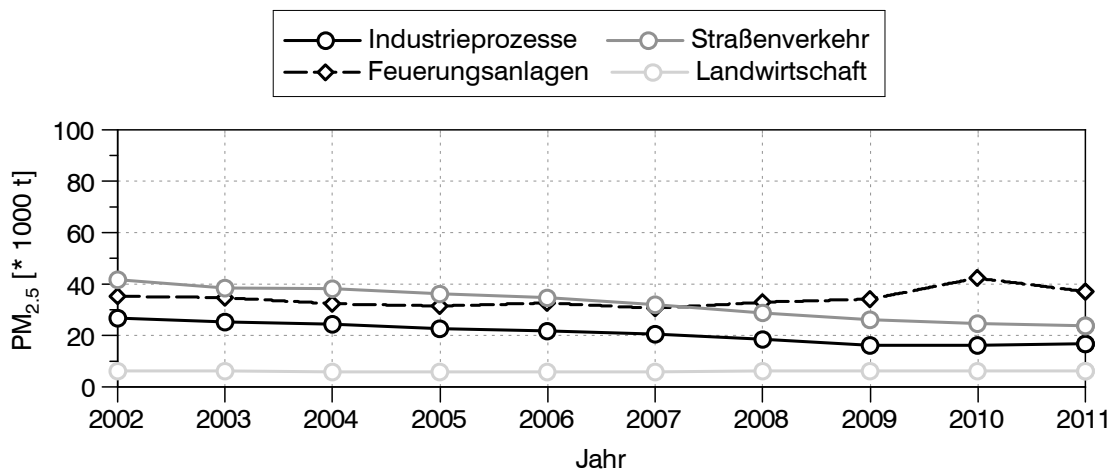
In Abbildung 1.2 sind die absoluten Anteile der vier größten Verursachergruppen an den  $PM_{10}$ -Emissionen von 2002 bis 2011 dargestellt, wie sie vom Bundesumweltamt 2013 veröffentlicht wurden [48]. Laut Bundesumweltamt war von 2005 (Einführung der EU Richtlinie 1999/30/EG) bis 2011 insgesamt ein Rückgang der Feinstaubemissionen um ca. 7% bzw.  $15.6 \cdot 10^3$  t zu verzeichnen, welcher im Wesentlichen durch Abnahmen im Industrie- und Verkehrssektor erreicht wurde. In Abbildung 1.2 sind gleichzeitig in den Bereichen „Landwirtschaft“ und „Feuerungsanlagen“ sogar Zunahmen der  $PM_{10}$ -Emissionen zu beobachten. Belegte der Verkehrssektor, welcher neben motorischen Partikelemissionen auch z.B. Reifenabrieb und von der Straße aufgewirbelten Staub beinhaltet, im Jahr 2005 noch Rang zwei der deutschen  $PM_{10}$ -Quellen, war er so im Jahr 2011 auf den vierten Platz abgestiegen und konnte über die Jahre (auch vor 2005) eine kontinuierliche Abnahme verzeichnen. Unter Berücksichtigung, dass die gesetzlich vorgeschriebenen Abgasgrenzwerte für neu zugelassene Fahrzeuge in regelmäßigen Abständen abgesenkt wurden und werden, diese Fahrzeuge aber erst nach einer gewissen Anlaufzeit einen signifikanten Anteil am bundesweiten Fahrzeugbestand haben, ist auch zukünftig mit rückläufigen  $PM_{10}$ -Emissionen zu rechnen.



**Abbildung 1.2:**  $PM_{10}$ -Ausstoß verschiedener Verursachergruppen von 2002 bis 2011 [48]

Hinsichtlich der gesundheitlichen Auswirkungen des Feinstaubes auf den Organismus ist jedoch nicht nur die Partikelmasse, sondern vielmehr auch die Größe, d.h. der Durchmesser von Bedeutung. Medizinische Untersuchungen belegen, dass die gesundheitliche Beeinträchtigung durch Inhalation von lungengängigem Feinstaub ( $PM_{2.5}$ , d.h. Partikel mit einem Durchmesser  $< 2.5 \mu\text{m}$ ) signifikant ansteigt [180]. Dieser dringt tief in die Lunge ein, kann durch die körpereigenen Reinigungsmechanismen nur bedingt wieder ausgeschieden werden und verursacht so Entzündungen. Teilweise gelangt er

in Form von sogenannten „ultrafeinen Partikeln“ ( $PM_{0.1}$ ) bis in die Alveolen. Diese Kleinstpartikel diffundieren von dort ins Blut und können dadurch zu Beeinträchtigungen im Herz-Kreislaufsystem führen. Speziell die Übertragung in den Blutkreislauf ist kritisch, da sich die Partikel so im gesamten Körper auf alle Organe verteilen können, wobei die genauen Auswirkungen noch Gegenstand aktueller Forschung sind. Während die gesundheitliche Beeinträchtigung mit abnehmendem Partikeldurchmesser ansteigt, nimmt die Bedeutung solcher Partikel auf einen massenbezogenen Grenzwert ab. Dies verdeutlicht, dass allgemein über alle Verursacherbereiche hinweg neben der Partikel- bzw. Feinstaubmasse auch die Partikelanzahl der ultrafeinen Partikel überwacht und ihr Ausstoß reduziert werden sollte. Um dieser Gegebenheit Rechnung zu tragen, wird in der EU bereits über einen weiteren Grenzwert diskutiert, welcher zwar nicht die Anzahl, aber die Masse des lungengängigen Feinstaubes ( $PM_{2.5}$ ) in der Atemluft limitiert. In Abbildung 1.3 sind die absoluten Anteile der vier bereits genannten Verursachergruppen an den  $PM_{2.5}$ -Emissionen von 2002 bis 2011 analog zu Abbildung 1.2 dargestellt, wie sie vom Bundesumweltamt 2013 veröffentlicht wurden [48].



**Abbildung 1.3:**  $PM_{2.5}$ -Ausstoß verschiedener Verursachergruppen von 2002 bis 2011 [48]

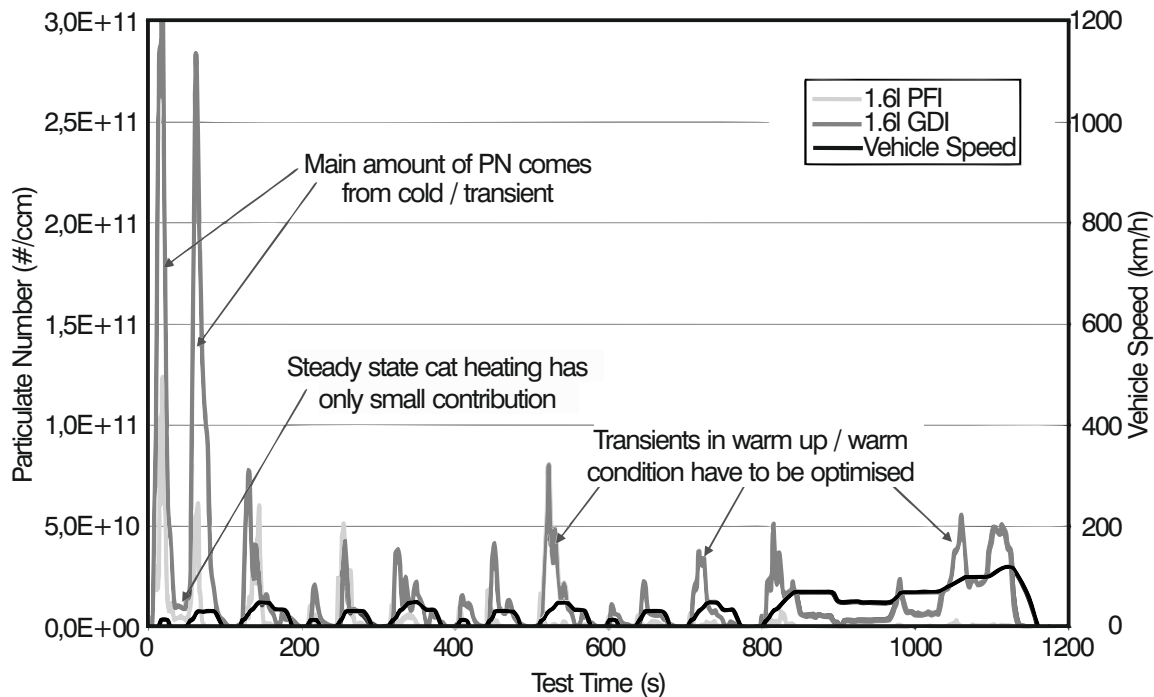
Hier zeigt sich im Vergleich zu den  $PM_{10}$ -Emissionen eine Verschiebung zwischen den einzelnen Verursachergruppen. Im Jahr 2005 produzierte der Verkehrssektor den größten Anteil der lungengängigen  $PM_{2.5}$ -Emissionen. Bis zum Jahr 2011 konnte eine stete Abnahme um insgesamt  $13.6 \cdot 10^3$  t erzielt werden. Dies entspricht etwa dem Wert der insgesamt über den Zeitraum reduzierten Jahresemissionen, wobei natürlich auch Zu- und Abnahmen in den anderen Sektoren zu verzeichnen waren. So lagen im Jahr 2011 die  $PM_{2.5}$ -Emissionen der „Feuerungsanlagen“, welche seit dem Jahr 2005 eine steigende Tendenz aufwies, höher als die des Verkehrssektors. Letzterer leistete jedoch weiterhin einen signifikanten Beitrag zum  $PM_{2.5}$ -Ausstoß. Auch ist zu berücksichtigen, dass die Jahreswerte keine Aussagen über lokale Konzentrationen treffen. Das Verkehrsaufkommen an vielbefahrenen Straßen für, im Vergleich zum allgemeinen Emissionsniveau der Stadt, lokal überhöhte Feinstaubkonzentrationen verantwortlich zu machen, ist daher begründet. Es sei an dieser Stelle ebenfalls erwähnt, dass auch

im Jahr 2013 die Spot-Messstation „Am Neckartor“ in Stuttgart (wie auch an zahlreichen anderen Stationen), welche im Zentrum der Stuttgarter Umweltzone liegt und an welcher daher in 2013 nur Fahrzeuge mit „grüner Plakette“ (ca. 80.000 täglich) vorbeifahren, mit 82 Überschreitungen des erlaubten Tageswertes von  $50 \mu\text{g}$  den zulässigen Grenzwert an Überschreitungen von 35 Tagen deutlich übertraf [176]. Spätestens mit Blick auf die bundesweite Feinstaubemissionsentwicklung im Verkehrssektor (Abnahme) und im Bereich „Feuerungsanlagen“ (Zunahme) seit 2005 und die aktuelle Situation an der Messstation „Am Neckartor“ sollte klar werden, dass weder die allgemeine noch die punktuelle Feinstaubproblematik lediglich auf zu hohe Partikelemissionen einzelner Kraftfahrzeuge zurückgeführt werden kann. Die Forderung nach Reduktion der Schadstoffemissionen an die Automobilindustrie ist zwar prinzipiell wichtig und richtig, jedoch als alleinige Maßnahme zur Lösung des Feinstaubproblems nicht ausreichend. Auch gilt es, den Feinstaubbeitrag der verschiedenen Fahrzeugtypen (Fahrzeug mit Diesel- oder Ottomotor) zu hinterfragen.

Bei der Betrachtung der Feinstaubemissionen im Verkehrssektor fällt ein besonderes Augenmerk auf die Abgasemissionen von Kraftfahrzeugen mit dieselmotorischem Antrieb. Zum Zeitpunkt der Einführung des  $\text{PM}_{10}$ -Grenzwertes im Jahr 2005 verursachten diese den größten Anteil sowohl im  $\text{PM}_{10}$ - als auch im  $\text{PM}_{2,5}$ -Bereich. Der Beitrag von Fahrzeugen mit Ottomotor, welcher zu jener Zeit hauptsächlich mit äußerer Gemischbildung betrieben wurde, war im Vergleich zu vernachlässigen. Zudem attestierten medizinische Untersuchungen dem Dieselruß kanzerogene Wirkung [88]. In Konsequenz wurde vom Gesetzgeber mit der Euro 5b Abgasnorm ab 2011 (Typen Genehmigung) für PKW mit Dieselmotor zusätzlich zum Partikelmassenausstoß auch die Partikelanzahlemission auf  $6.0 \cdot 10^{11} \text{ \#/km}$  limitiert.

Seit dem Status aus dem Jahr 2005, welcher vom Umweltbundesamt als „Referenz“ für die Berechnung verschiedener Feinstaubszenarien verwendet wird, hat sich die Charakteristik der Feinstaubemissionen im Verkehrssektor jedoch deutlich verändert. Der Feinstaubausstoß von PKW mit Dieselantrieb wurde durch die breite Einführung von Dieselpartikelfiltern in Neufahrzeugen und die vom Bund subventionierte Nachrüstung solcher Filter bei bereits zugelassenen Fahrzeugen reduziert. Gleichzeitig konnte bei Fahrzeugen mit Ottomotor eine gegenläufige Entwicklung beobachtet werden. Beim Ottomotor hatte sich in den vergangenen Jahren die Benzin-Direkteinspritzung zu einer Schlüsseltechnologie zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und in Konsequenz des  $\text{CO}_2$ -Ausstoßes entwickelt. Durch die Umstellung auf innere Gemischbildung konnten das Verdichtungsverhältnis „klopfneutral“ erhöht (Innenkühlung durch Kraftstoffverdampfung im Zylinder) und mit Mager- und Schichtbetrieb in der Teillast der Wirkungsgrad des Hochdruckprozesses gesteigert sowie die Ladungswechselverluste durch Entdrosselung verringert werden [160, 166]. Die Benzin-Direkteinspritzung wurde von den Fahrzeugherstellern über die gesamte Produktpalette ausgebreitet, um dem Ziel, den  $\text{CO}_2$ -Flottenverbrauch zu senken, näher zu kommen. Abgasmessungen während des „Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ)“ haben jedoch gezeigt, dass durch die Umstellung von äußerer auf innere Gemischbildung die Partikelanzahlemissionen von Ottomotoren zunehmen. Abbildung 1.4 stellt den Verlauf der Partikelkonzentration im

Abgas zweier Fahrzeuge während des NEFZ dar. Beide Fahrzeuge erfüllen die Euro 5 Abgasnorm und sind mit einem Ottomotor gleichen Hubraums, jedoch der eine mit innerer und der andere mit äußerer Gemischbildung ausgestattet.



**Abbildung 1.4:** Gegenüberstellung der Partikelemissionen zweier Euro 5 Fahrzeuge mit äußerer (PFI) und innerer (GDI) Gemischbildung [189]

Die Messung zeigt deutlich, dass speziell zu Beginn des Zyklus und in transienten Betriebsphasen das Emissionsniveau des Fahrzeugs mit Benzin-Direkteinspritzung höher liegt. Im Vergleich zu den Partikelrohmissionen eines vergleichbaren Dieselmotors bleiben die des Ottomotors mit Direkteinspritzung jedoch in Masse und Anzahl auf einem erheblich geringeren Niveau. Vor dem Hintergrund der Absenkung des Partikelaustrisses von Dieselfahrzeugen durch die Einführung des Dieselpartikelfilters bei gleichzeitiger Zunahme der Partikelemissionen von Fahrzeugen mit Ottomotor durch die Umstellung von äußerer auf innere Gemischbildung, kann der Beitrag letztgenannter Gruppe zu den Feinstaubemissionen des Straßenverkehrs nicht länger vernachlässigt werden. Eine Ausweitung des für PKW mit Dieselmotor bereits eingeführten Partikelanzahlgrenzwertes auch auf PKW mit Ottomotor und Direkteinspritzung ist folglich nur konsequent. So wird mit der Euro 6 Abgasnorm ab 2014 (Typengenehmigung) der für PKW mit Dieselmotor bereits geltende Grenzwert von  $6.0 \cdot 10^{11}$  #/km auch für PKW mit Ottomotor und Direkteinspritzung eingeführt. Bis 2017 ist durch eine Übergangsregelung jedoch auch ein Ausstoß von bis zu  $6.0 \cdot 10^{12}$  #/km zulässig. Dies soll der Automobilindustrie und anderen Forschungseinrichtungen Gelegenheit bieten, die bis dato wenig beachtete „neue“ Schadstoffemission der Ottomotoren genauer zu verstehen und so sinnvolle Lösungen zur Reduktion zu finden. Aus medizinischer Sicht

stellt sich die Frage nach der chemischen Zusammensetzung sowie physikalischen Beschaffenheit und ihrer Auswirkung auf den Organismus. In der Motorenentwicklung gilt es, die Ursachen bzw. Bildungsmechanismen zu verstehen und durch konstruktive und applikative Maßnahmen den Partikelaustritt zu reduzieren. Potenziale veränderter Abgasnachbehandlungssysteme zur Filterung müssen untersucht und zum Nutzen und Aufwand innermotorischer Maßnahmen in Beziehung gesetzt werden. Nicht zuletzt gilt es, auch den Einfluss der Kraftstoffzusammensetzung zu überprüfen und zu untersuchen, inwieweit sich durch die geplante Erhöhung des Ethanolanteils das Partikelemissionsniveau verändert. Des Weiteren sind messtechnische Herausforderungen zu lösen, um eine reproduzierbare und aussagekräftige Partikelmessung für Durchmesser kleiner 100 nm sicherzustellen. All diese Fragestellungen spannen ein weites Forschungsfeld auf und bilden im Hinblick auf die bevorstehende Einführung des Grenzwertes ein von verschiedenen Stellen mit Nachdruck verfolgtes Forschungsthema.

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Untersuchung von innermotorischen Einflussgrößen auf die Partikelemission von Ottomotoren mit Direkteinspritzung und leistet so einen Beitrag zu den oben genannten Fragestellungen. Sie leitet sich aus dem Forschungsvorhaben Nr. 1046 „Partikel bei Otto-DI“ der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. ab, welches am Institut für Kolbenmaschinen des Karlsruher Instituts für Technologie von August 2010 bis Juli 2013 bearbeitet wurde.

Im folgenden Kapitel, dem Grundlagenteil, wird zunächst anhand einer ausführlichen Diskussion der Partikelemissionen, ihrer Kategorisierung, Zusammensetzung, den Bildungsmechanismen und gesundheitlichen Auswirkungen, die in der Einleitung knapp formulierte zentrale Problematik und so auch Motivation zu dieser Arbeit untermauert. In Kapitel 3 werden die eingesetzten Versuchsträger sowie die angewandte Messtechnik und Analysemethodik vorgestellt, bevor in den darauf folgenden drei Kapiteln die experimentellen Ergebnisse diskutiert werden. Dabei fasst Kapitel 4 die Voruntersuchungen an einem Einhubtriebwerk zusammen, während in Kapitel 5 und 6 die an einem Einzylinder-Forschungsaggregat durchgeführten motorischen Untersuchungen diskutiert werden. Die verschiedenen Faktoren, welche die Partikelemissionen beeinflussen, werden in Kapitel 5 zunächst allgemein diskutiert, d.h. in einer Übersicht thematisch und nach Einfluss auf Partikelbildung und -oxidation sortiert dargestellt, bevor sie im Einzelnen erläutert und mit Untersuchungsergebnissen belegt werden. Neben der Identifikation von den Partikelaustritt beeinflussenden Parametern wurden einzelne gravimetrische Partikelmessungen an einem Teilstromverdünnungstunnel durchgeführt, um durch anschließende Auswertung der beladenen Analysefilter die Morphologie und chemische Zusammensetzung der Partikelemissionen zu bestimmen und mit den innermotorischen Untersuchungen sowie Partikelanzahlmessungen im Abgas in Beziehung zu setzen. Abbildung 1.4 zeigt, dass speziell in der frühen Phase des NEFZ erhöhte Partikelemissionen beobachtet werden können. Daher bildet die Untersuchung des Katalysatorheizbetriebs einen wesentlichen Teil der vorliegenden Arbeit. Nachfolgend wird dann in Kapitel 6 der Einfluss verschiedener applikativer Maßnahmen auf den Partikelaustritt im Katalysatorheizbetrieb bewertet, bevor Kapitel 7 die zentralen Ergebnisse der Arbeit abschließend zusammenfasst.



## 2 Relevante Grundlagen zu Partikelemissionen

Im Vergleich zu den gesetzlich limitierten gasförmigen Emissionen von Kraftfahrzeugen mit Ottomotor, welche allein durch ihre Bezeichnung keiner weiteren chemischen Definition bedürfen, handelt es sich bei der Aerosolemission „Partikel“ um einen Sammelbegriff verschiedener organischer und anorganischer Abgasbestandteile. Die genaue Zusammensetzung und damit auch die Eigenschaften der ausgestoßenen Partikel hängen von den Betriebsstoffen und dem Verschleißverhalten des Motors sowie dem Betriebspunkt ab. Im ersten Abschnitt dieses Kapitels werden die Partikelzusammensetzung und -eigenschaften genauer diskutiert.

Als wesentlicher Bestandteil der Partikelemissionen wurden bereits in verschiedenen Untersuchungen Rußpartikel, wie sie durch unvollständige Verbrennung von Kohlenwasserstoffverbindungen im Brennraum entstehen, identifiziert. Die in diesem Zusammenhang veröffentlichten Bildungsmechanismen werden im zweiten Abschnitt dieses Kapitels vorgestellt.

Nach den Darstellungen zur Zusammensetzung, Beschaffenheit und innermotorischen Bildung werden im dritten Abschnitt dieses Kapitels die gesundheitlichen Auswirkungen durch Partikelexposition diskutiert. Durch ihre geringe Größe können Partikel bis tief in die Atemwege vordringen. Dies kann zu einer Beeinträchtigung der Lungenfunktion führen. Die kleinsten Partikel erreichen sogar die Alveolen und gelangen von dort in den Blutkreislauf. Die allgemeine kanzerogene Wirkung des im Vergleich zum Ottomotor partikelreicheren Rohabgases eines Dieselmotors gilt bereits als erwiesen [125]. Die gesundheitlichen Auswirkungen der Partikelemissionen eines Ottomotors sind noch Gegenstand medizinischer Untersuchungen.

Nachdem mit der Umstellung von äußerer auf innere Gemischbildung beim Ottomotor eine deutliche Zunahme der Partikelemissionen im Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) beobachtet werden konnte [189], wird im letzten Teil des Kapitels gezielt auf das Thema „Partikelemissionen von Ottomotoren mit Direkteinspritzung“ eingegangen. Zunächst werden die einzelnen Aspekte der Gemischbildung näher beleuchtet. Durch die grundlegende Betrachtung der Kraftstoffeinbringung (Düseninnenströmung, primärer und sekundärer Strahlzerfall), der Ladungsbewegung (gerichtete und ungerichtete Zylinderinnenströmung) und der Kraftstoffeigenschaften (Siedeverhalten, Sauerstoff- und Aromatengehalt, Oberflächenspannung) wird die hohe Komplexität und vielschichtige Abhängigkeit der einzelnen Mechanismen und Eigenschaften

zueinander verdeutlicht. Die Untersuchung der Gemischbildung im Kontext der Partikelemissionen stellt daher einen wichtigen Teil der vorgestellten Arbeit dar. Neben der allgemeinen Zunahme des Partikelaustritts durch innere Gemischbildung konnten Whitaker et al. [189] speziell den Katalysatorheizbetrieb als eine Betriebsphase sehr hoher Partikelemissionen identifizieren. Seine nähere Untersuchung bildet einen wesentlichen Teil dieser Arbeit, weshalb der Katalysatorheizbetrieb selbst sowie aktuelle Forschungsarbeiten zu dem Thema zum Abschluss des Grundlagenkapitels vorgestellt werden. Zusammen mit den in dieser Arbeit erzielten Untersuchungsergebnissen sollen sie zu einer umfassenden Betrachtung der Ursachen und Reduktionsmöglichkeiten von Partikelemissionen beitragen.

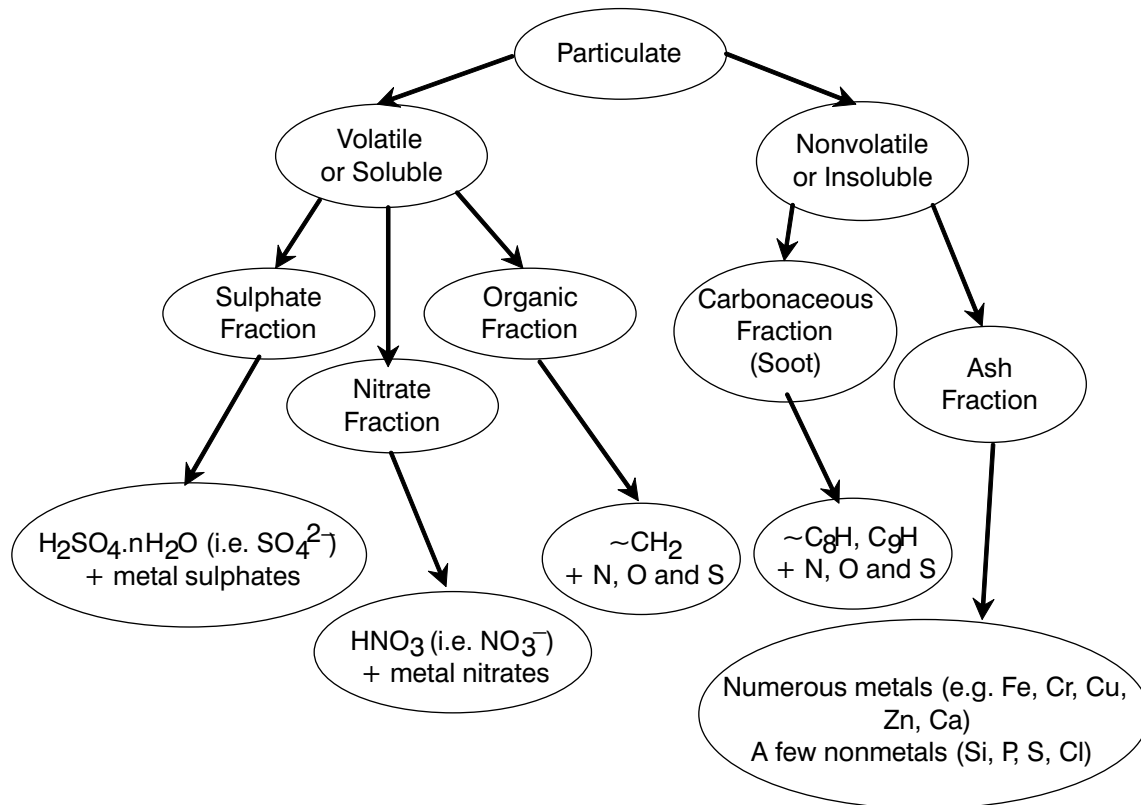
## 2.1 Zusammensetzung und Eigenschaften von Partikeln

Wie einleitend bereits erwähnt, ist „Partikel“ im Umfeld der motorischen Schadstoffemissionen ein Sammelbegriff für solche organischen und anorganischen Abgasbestandteile, welche gemäß der EU-Richtlinie 88/77/EWG nach Verdünnung mit reiner gefilterter Luft und Abkühlung auf 51.7 °C auf einem teflonbeschichteten Probefilter abgeschieden werden [133]. Partikel sind folglich nicht nur feste, sondern auch flüssige Abgasbestandteile. Eine gesetzliche Limitierung der Rußmassenemission wurde für Dieselmotoren bereits mit Einführung der EU 1 Abgasgrenzwerte festgelegt und der maximal zulässige Wert seitdem kontinuierlich bis zur Euro 5b Abgasnorm reduziert. Für PKW mit Ottomotor wurde erst mit zunehmender Marktdurchdringung von Fahrzeugen mit Benzin-Direkteinspritzung ein Grenzwert für letztgenannte eingeführt. Für solche Fahrzeuge wurde mit der Euro 5 Abgasnorm der für PKW mit Dieselmotor geltende PM-Grenzwert übernommen. Neben Ruß- bzw. Kohlenstoffpartikeln und den an sie angelagerten Kohlenwasserstoffverbindungen zählen mechanischer Abrieb (Verschleiß), Sulfate, sonstige Verbrennungsrückstände und schmierölbedingte Emissionen dazu [182]. Eine Übersicht der verschiedenen Bestandteile ist in Abbildung 2.1 dargestellt.

Die fünf Hauptbestandteile werden im Folgenden nach den Ausführungen von Eastwood [34] vorgestellt, welche auf umfassenden Untersuchungen der dieselmotorischen Partikelemissionen basieren. Dies ist speziell bei der Einschätzung des Sulfatanteils zu berücksichtigen, da hier der Schwefelgehalt des Kraftstoffs die wesentliche Rolle spielt.

- Organischer Anteil

Der organische Anteil besteht aus weit über 100 chemischen Verbindungen und umfasst unter anderem Alkane, Alkene, Alkohole, Ester, Ketone und Aromaten. Bei der chemischen Filteranalyse wird dieser Anteil als „Soluble Organic Fraction“ (SOF) bezeichnet.



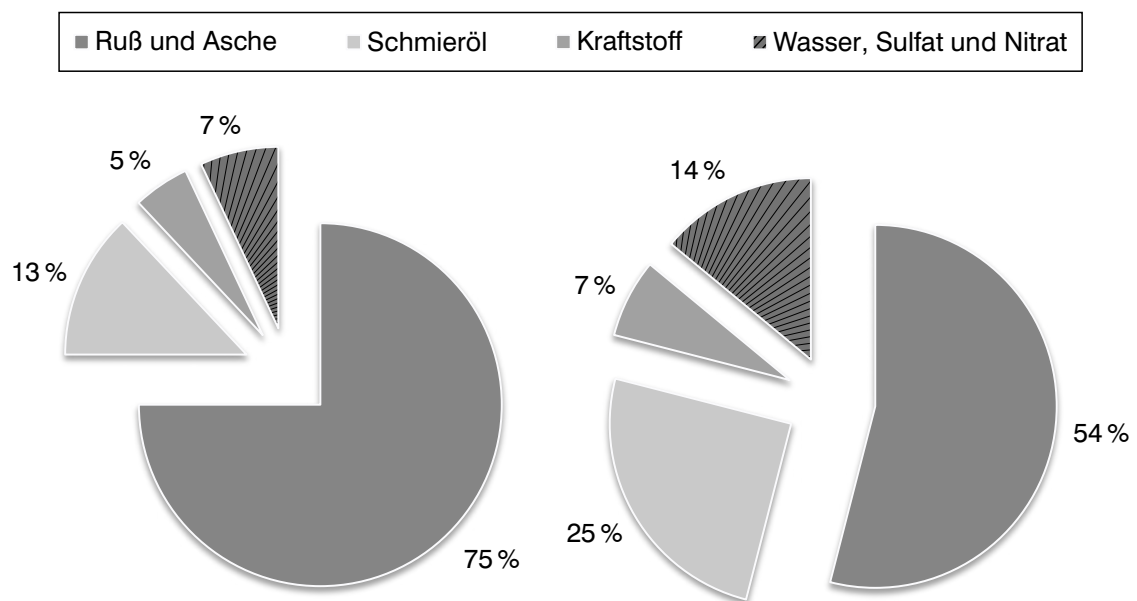
**Abbildung 2.1:** Schematische Übersicht der Partikelzusammensetzung im Abgas eines Verbrennungsmotors [34]

- Sulfate  
Dieser Anteil umfasst im Wesentlichen Schwefelsäure und zudem wasserlösliche Sulfate sowie  $\text{SO}_4^{2-}$  Ionen. Zwischen dem Gehalt an Schwefelsäure und dem Wassergehalt der Partikelprobe besteht ein chemischer Zusammenhang, weshalb der Wasseranteil auf dem Analysefilter in der Regel direkt mit dem Sulfatanteil korreliert.
- Nitrate  
Der Nitratanteil umfasst wasserlösliche Nitrate,  $\text{NO}_3^-$  Ionen und als Hauptanteil Salpetersäure. Im Vergleich zu den Sulfaten ist der Anteil normalerweise geringer, wobei Salpetersäure bedingt durch einen geringeren Siedepunkt im Vergleich zu Schwefelsäure ohnehin als flüchtiger betrachtet werden kann.
- Kohlenstoffhaltige Verbindungen  
Sie umfassen den im Allgemeinen als „Ruß“ bezeichneten Anteil der Partikelemissionen. Es gilt jedoch zu beachten, dass es sich dabei nicht um reinen Kohlenstoff handelt, weshalb Eastwood den Begriff „Kohlenstoffhaltige Verbindungen“ verwendet.

- Asche

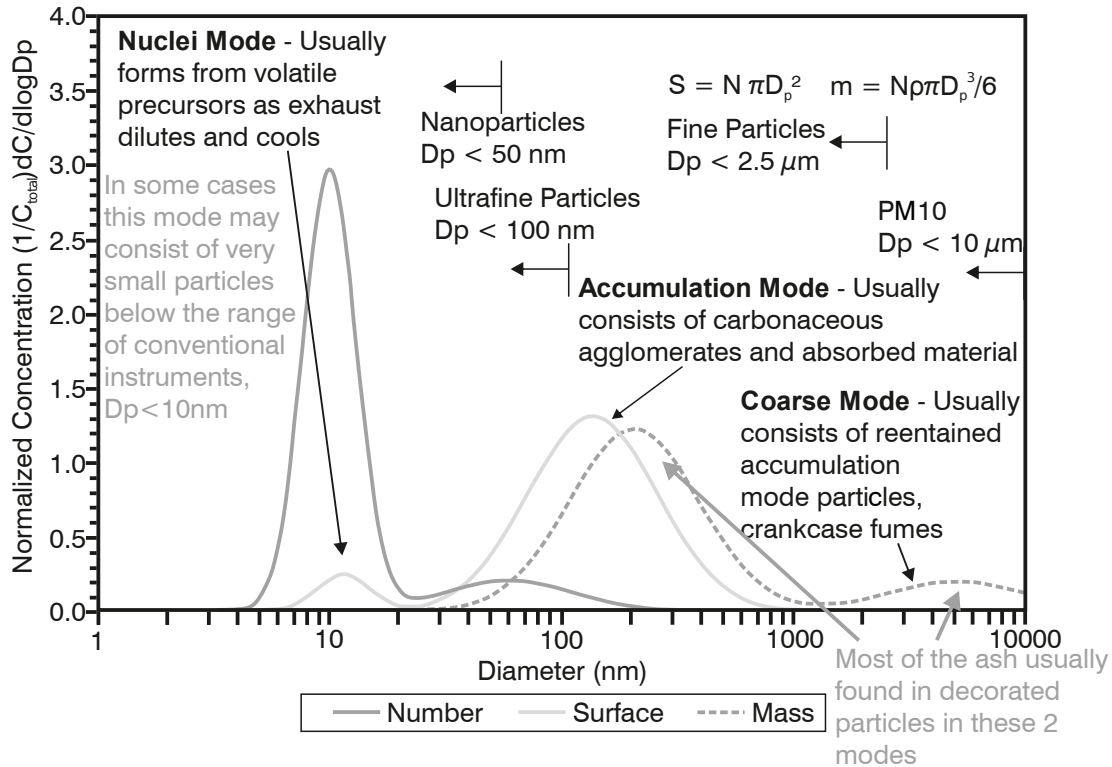
Die Asche umfasst anorganische Elemente und Verbindungen, wie z.B. metallischen Abrieb oder einzelne Verbrennungsrückstände. Der Ursprung der anorganischen Elemente kann in den Additivpaketen des Kraftstoffs oder Öls sowie der elementaren Zusammensetzung der Betriebsstoffe selbst liegen.

Der jeweilige Anteil der einzelnen Bestandteile an den Gesamtemissionen hängt, wie oben erwähnt, von den verwendeten Betriebsstoffen, dem Betriebspunkt und dem Verschleißverhalten des Motors ab. Hinzu kommen Einflüsse der Abgasnachbehandlung in Form von Faserbruchpartikeln und Kleinstfragmenten der Katalysatorbeschichtung, die jedoch im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter betrachtet werden. In Abbildung 2.2 ist beispielhaft die Zusammensetzung der Partikelemissionen zweier verschiedener Dieselmotoren und Testzyklen dargestellt.



**Abbildung 2.2:** Partikelzusammensetzung im Abgas eines Dieselmotors nach Schmid [140] (links) und Kittelson [79] (rechts)

Neben der chemischen Zusammensetzung werden Partikelemissionen auch über ihren Durchmesser bzw. die Konzentration verschiedener Partikeldurchmesser im Abgas charakterisiert. Mit Einführung der Euro 5b Abgasnorm für PKW mit Dieselmotor und der Euro 6 Abgasnorm für PKW mit Ottomotor und Direkteinspritzung wurde bzw. wird neben der Partikelmassen- auch die Partikelanzahlemission für Partikel mit einem Durchmesser ab 23 nm gesetzlich begrenzt. Dies soll speziell dem Ausstoß von Kleinstpartikeln Rechnung tragen, welche zwar nur einen geringen Beitrag zur Partikelmasse, aber durch ihre hohe Lungengängigkeit einen großen Beitrag zu den gesundheitlichen Folgen leisten. In Abbildung 2.3 ist beispielhaft die Anzahl-, Massen- und Oberflächenverteilung über den Partikeldurchmesser aufgetragen, wie sie von Kittelson et al. [81] im Abgas von Dieselmotoren gemessen wurde.



**Abbildung 2.3:** Partikelanzahl-, Partikelmassen- und Partikeloberflächenverteilung im Abgas in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers [81]

Mit einem „Nuclei Mode“ (Nukleationsmodus), „Accumulation Mode“ (Agglomerationsmodus) und „Coarse Mode“ („Grobstaub“), welcher jedoch im Rohabgas von Ottomotoren mit Direkteinspritzung keine Rolle spielt, zeigt sich deutlich der polydisperse Charakter der Abgaspartikel. Allgemein werden die Partikel nach ihrem Durchmesser in folgende Kategorien unterteilt:

- „PM<sub>10</sub>“ für  $D_p < 10 \mu\text{m}$
- „Feine Partikel“ oder „PM<sub>2.5</sub>“ für  $D_p < 2.5 \mu\text{m}$
- „Ultrafeine Partikel“ oder „PM<sub>0.1</sub>“ für  $D_p < 100 \text{ nm}$
- „Nanopartikel“ für  $D_p < 50 \text{ nm}$

Da es sich bei Partikeln nicht um ideal runde Teilchen handelt, sondern vielmehr um verzweigte oder netzartige Strukturen, ist der Durchmesser nicht als tatsächliche Messgröße zu verstehen. Vielmehr wird in aktuellen Partikelmesssystemen das Verhalten der Partikel auf definierte äußere Kräfte (wie elektrische Ladung) erfasst und basierend darauf der Durchmesser eines ideal runden Partikels ermittelt, welches sich gleichermaßen Verhalten würde. Dieser Durchmesser wird dem „gemessenen“ Partikel

zugeordnet. Es werden drei verschiedene Arten der Durchmesserdefinition unterschieden [58]:

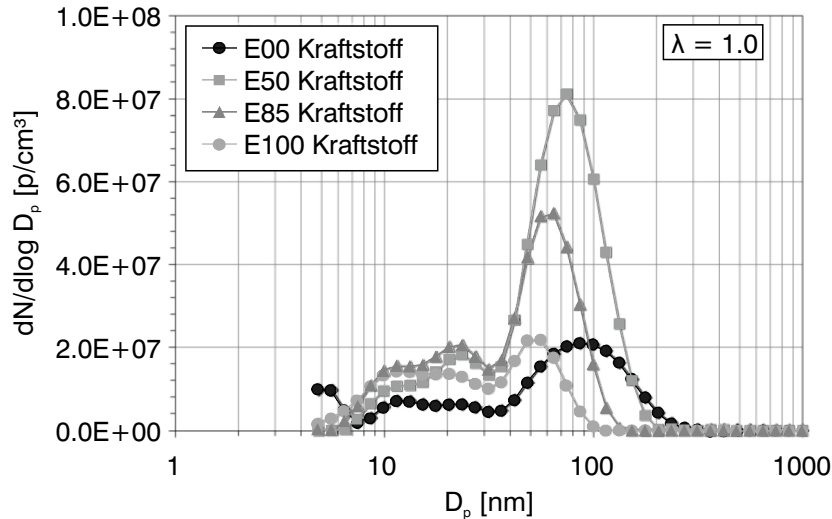
- Hydrodynamische Durchmesser  
Entspricht dem Durchmesser einer Kugel mit gleichen Diffusionseigenschaften wie das gemessene Teilchen.
- Aerodynamische Durchmesser  
Entspricht dem Durchmesser einer Kugel mit der Dichte  $1 \text{ g/cm}^3$  und identischer Sinkgeschwindigkeit wie das gemessene Teilchen.
- Elektrische Mobilitätsdurchmesser  
Zur Bestimmung des elektrischen Mobilitätsdurchmessers wird jedem Partikel eine definierte Ladung aufgeprägt und seine Beweglichkeit in einem elektrischen Feld zwischen zwei Elektroden gemessen. Durch Kenntnis dieser Ladung und dem Aufbau der Messzelle lässt sich die akademische Größe „elektrischer Mobilitätsdurchmesser“ berechnen, wie in [55] dargestellt.

Um die Messungen nach verschiedenen Durchmesserdefinitionen vergleichbar zu machen, sind in der Literatur Ansätze zur gegenseitigen Umrechnung vorhanden. Der Zusammenhang zwischen elektrischem Mobilitätsdurchmesser und volumenequivalentem Durchmesser wurde von Jimenez et al. [71] vorgestellt, McMurry et al. [107] haben die Umrechnung in den aerodynamischen Durchmesser erläutert. Die drei Durchmesserdefinitionen verdeutlichen jedoch, dass die tatsächliche Form, Masse und Oberfläche verschiedener Partikel auch bei vermeintlich gleichem Durchmesser variieren können.

Neben unterschiedlichen Durchmesserdefinitionen zur Größenkategorisierung von Partikelemissionen ist auch die Größenverteilung selbst, wie sie in Abbildung 2.3 dargestellt ist, ähnlich der chemischen Zusammensetzung variabel und stark von den motorischen Randbedingungen abhängig. In Abbildung 2.4 ist z.B. die Partikelgrößenverteilung im Abgas eines Ottomotors mit Direkteinspritzung in einem stationären Betriebspunkt bei Verwendung von Ottokraftstoff mit 0, 50, 85 und 100 % Ethanolanteil illustriert.

Es wird deutlich, dass sich durch die Variation des Ethanolanteils im Kraftstoff nicht nur die absolute Partikelkonzentration, sondern auch die Größenverteilung im Abgas ändert, ohne dass dabei eine Korrelation zwischen beiden Größen erkennbar ist. Speziell der Nukleationsmodus besteht häufig aus einem erheblichen Anteil flüchtiger und/oder kurzlebiger Partikel, weshalb auch die Position der Gasentnahmesonde an der Abgasstrecke einen nennenswerten Einfluss auf die gemessene Partikelkonzentrationsverteilung hat. So zeigt sich z.B. über den Drei-Wege-Katalysator eine Abnahme der Partikelkonzentration im Nukleationsmodus, wie in Abbildung 2.5 dargestellt [37, 76, 196].

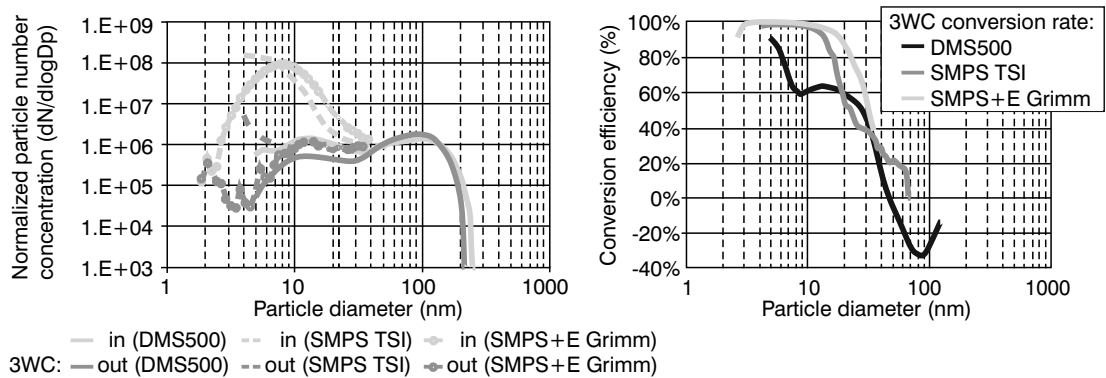
In der Abbildung sind auch Abweichungen zwischen den Messergebnissen verschiedener Messsysteme zu beobachten, welche einerseits mit der Probenaufbereitung und



**Abbildung 2.4:** Partikelgrößenverteilung im Abgas eines turboaufgeladenen Ottomotors mit BDE beim Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen [65]

andererseits mit dem Messverfahren zusammenhängen. So kann durch eine thermische Behandlung des entnommenen Abgases (z.B. mit einer „Evaporation Tube“) der Anteil flüchtiger Nukleationspartikel und Anlagerungen an Agglomeraten in die Gasphase überführt werden, um ihn bei der anschließenden Konzentrationsmessung nicht zu berücksichtigen. Abhängig davon, ob die flüchtigen Bestandteile in der Messung berücksichtigt werden oder nicht, spricht man von einer „feuchten“ oder „trockenen“ Messung [34]. Messsysteme zur Größenklassifizierung verwenden häufig die größenabhängige Mobilität der Partikel in einem elektrischen Feld (elektrischer Mobilitätsdurchmesser), um die Verteilung zu erfassen. Während das DMS500 von Cambustion sowie das im Rahmen dieser Arbeit verwendete 3090 EEPS von TSI das durch die auf Elektroden auftreffenden geladenen Partikel erzeugte elektrische Signal zur Berechnung einer Partikelkonzentration verwenden, wird beim SMPS das elektrische Feld lediglich zur Abtrennung der Partikel einer gewissen Größe verwendet. Die eigentliche Konzentrationsbestimmung wird hierbei durch einen optischen Partikelzähler (Condensation Particle Counter) durchgeführt.

Aufgrund ihrer geringen Größe (und Masse) folgt die Bewegung von Partikeln (losgelöst vom großskaligen Gasstrom) dem Gesetz der „Brownschen Bewegung“ [155] und ist somit diffusionsgesteuert. Diese Bewegung ist der mit dem Abgasstrom überlagert und führt zum sogenannten „storage-release“ Effekt entlang der Abgasstrecke, d.h. dem Anlagern und wieder Lösen von Partikeln an der Wand des Abgasrohres, welcher je nach Ausprägung die Korrelation zwischen der Partikelbildung im Brennraum und der gemessenen Partikelkonzentration im Abgas erschweren kann [34]. Im Fall thermisch instationärer Vorgänge, wie einem Motorwarmlauf, stellt Thermophorese eine weitere nennenswerte Einflussgröße auf die Bildung von Partikelablagerungen entlang der Abgasstrecke dar und verstärkt so den angesprochenen „storage-release“ Effekt.



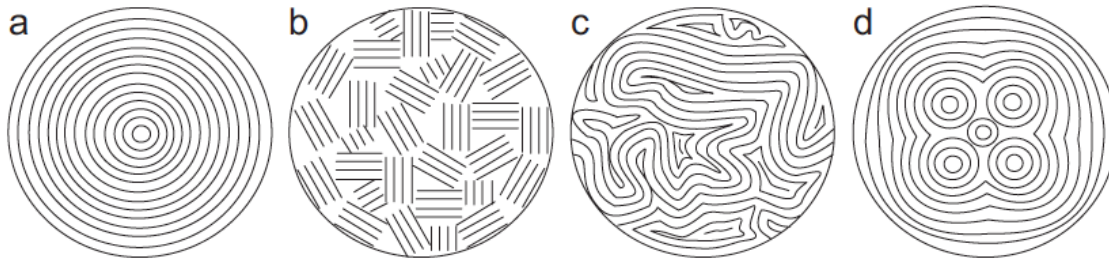
**Abbildung 2.5:** Partikelgrößenverteilung vor und nach Drei-Wege-Katalysator, gemessen mit verschiedenen Partikelmesssystemen [196]

Wie bereits im Rahmen der Durchmesserdefinition angesprochen, werden die Partikel bei der Konzentrationsbestimmung zwar als ideal rund betrachtet, sind tatsächlich jedoch verzweigte oder netzartige Strukturen (Agglomerate) aus einzelnen Primärpartikeln. Die Bildungsmechanismen werden im folgenden Unterkapitel vorgestellt. An dieser Stelle soll der Aufbau, wie er mit Hilfe der Transelektronenmikroskopie bereits in zahlreichen Arbeiten untersucht wurde [91, 93, 97, 149, 156], vorgestellt werden.

Abbildung 2.6 zeigt den möglichen inneren Aufbau von Primärpartikeln, wie er von Lapuerta et al. aus verschiedenen Untersuchungen zusammengefasst wurde [89]. In Abbildung 2.6 a haben die Primärpartikel eine geordnete Struktur aus einzelnen Kohlenstoffschichten ähnlich dem Aufbau einer Zwiebel, wie sie bereits mehrfach in Dieselruß [170, 188], atmosphärischem Ruß [22, 126], dem Ruß aus thermischer Pyrolyse [179], aber auch in Ottoruß [91] beobachtet wurde. Entsprechend handelt es sich hierbei um die in der Literatur am häufigsten identifizierte und diskutierte Partikelstruktur. Die Formen in Abbildung 2.6 b-d treten seltener auf: b zeigt eine Art zufällige Anordnung einzelner kleiner Kohlenstoffplattenbündel [96], in c sind die Kohlenstoffschichten völlig unstrukturiert angeordnet [26, 195] und in d weisen die Primärpartikel im Kern mehrere Keimzellen auf, welche von Graphitschichten umgeben sind. Dies lässt vermuten, dass sich zunächst die Keimzellen adhäsiv miteinander verbinden und sich anschließend die Graphitschichten durch Oberflächenwachstum um den Keimzusammenschluss herumlegen [24, 67].

Während Primärpartikel im Abgas von Dieselmotoren eine relativ einheitliche Größe [92] und graphitische Struktur haben [157], treten Primärpartikel bei Ottomotoren über einen weiteren Größenbereich auf. Dabei ist auffällig, dass die kleinsten Primärpartikel häufig noch eine rein amorphe Struktur ohne abgeschlossene Graphitisierung haben. Sie werden als „keimende Partikel“ bezeichnet [93]. Seong et al. [149] konnten an einem Versuchsträger mit Benzin-Direkteinspritzung einen Zusammenhang zwischen der Partikelstruktur und dem Einspritzzeitpunkt nachweisen, was vermuten lässt, dass





**Abbildung 2.6:** Möglicher innerer Aufbau von Primärpartikeln aus dem Abgas eines Dieselmotors [89]

die Gemischbildung einen größeren Einfluss auf die Struktur der Partikelemissionen hat als beim Dieselmotor.

Die Untersuchungen von Lee et al. [93] führen zu der Erkenntnis, dass die Primärpartikel im Ottoruß weniger strukturiert sind als im Dieseluß [16, 149, 157], jedoch strukturierter als solche einer Niedertemperaturverbrennung [150]. Es wird angenommen, dass aufgrund der vorgemischten Verbrennung beim Ottomotor im Vergleich zur diffusionskontrollierten Verbrennung beim Dieselmotor die Menge der in den Rußbildungsprozess involvierten Kohlenwasserstoffe geringer ist und so die Graphitisierung der Partikel verlangsamt wird [63].

Untersuchungen von Lu et al. [97] an einem Dieselmotor zeigen, dass der Grad der Graphitisierung bzw. Strukturierung jedoch auch stark vom Luft-Kraftstoff-Verhältnis und der Motorlast abhängt. Aufbauend auf den Ergebnissen von Zhu et al. [195] und Vander Wal et al. [179] vermuten Lu et al., dass die Gastemperatur während der Rußbildung einen wesentlichen Einfluss auf die Struktur hat: Während bei hohen Temperaturen Pyrolyse und Partikelwachstum durch Anlagerung von  $C_2H_2$  dominieren, findet bei geringeren Temperaturen das Wachstum der Ringstrukturen hauptsächlich durch Anlagerung von Aromaten aus dem Kraftstoff statt.

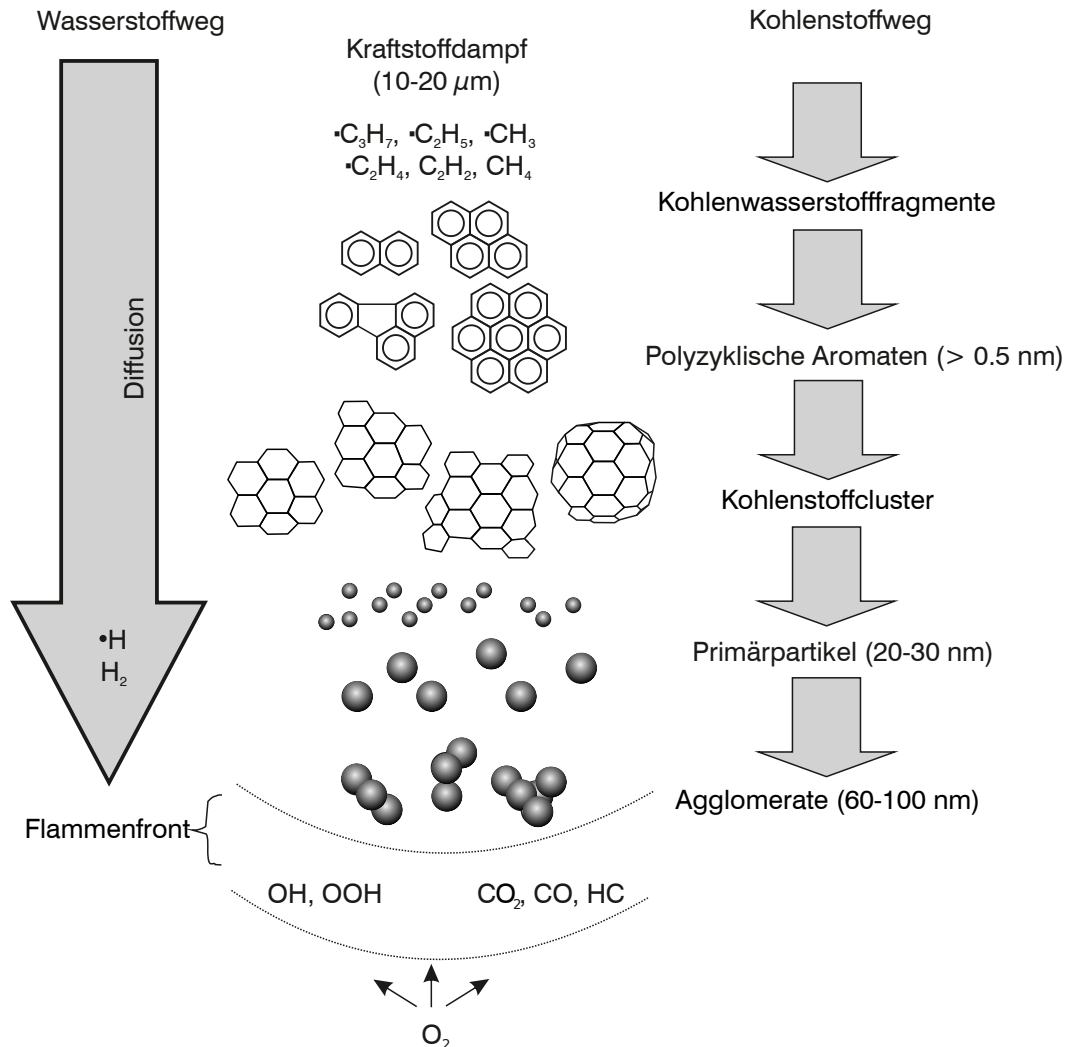
Eine detaillierte Darstellung der Partikelbildungsmechanismen wird im folgenden Abschnitt vorgestellt. Ebenso wird die Partikeloxidation erörtert. Hierauf hat die zuvor diskutierte Partikelstruktur einen nennenswerten Einfluss, da sie wesentlich die Reaktivität und „aktiven Flächen“ zur Oxidation bestimmt.

## 2.2 Partikelbildungsmechanismen und -oxidation

Die Untersuchung der Partikelbildungs- und Partikeloxidationsmechanismen ist seit Jahrzehnten Gegenstand der Forschung, wobei die Mechanismen nach wie vor nicht vollkommen erforscht sind und daher verschiedene Bildungshypothesen über die Jahre veröffentlicht wurden. Diese sind nicht gänzlich unterschiedlich und so haben sich bis heute insbesondere zwei Ansätze etabliert: die Elementarkohlenstoffhypothese, welche

auch als diffusionskontrollierte Rußbildung und Radikal-Hypothese bezeichnet wird [15, 82, 100, 103, 192], sowie die Polyzyklenhypothese und dabei im Speziellen die Acetylentheorie [4, 15, 103, 135].

Die Elementarkohlenstoffhypothese berücksichtigt die speziell beim Dieselprozess vorliegende diffusive Verbrennung, indem sie neben den chemischen Reaktionsschritten auch den zeitlichen Verlauf der Rußbildung berücksichtigt. Die Vorgänge werden für Kohlenstoff und Wasserstoff getrennt betrachtet und sind in Abbildung 2.7 dargestellt.



**Abbildung 2.7:** Rußbildung nach der Elementarkohlenstoffhypothese [15]

Bedingt durch die im Vergleich zu Kohlenstoff geringere Masse, besitzt Wasserstoff einen höheren Diffusionskoeffizienten. Bezogen auf die diffusive Verbrennung bedeutet das, dass der Wasserstoff pro Zeit einen größeren Weg (siehe Abb. 2.7 links) zurück-

legt, als die zur Rußbildung relevanten kohlenstoffhaltigen Spezies wie PAK, Acetylen und Polyacetylen (siehe Abb. 2.7 rechts). An der Flammenfront geht folglich der dort vorhandene Sauerstoff zunächst chemische Reaktionen mit dem Wasserstoff ein und reduziert so die Sauerstoffkonzentration (an der Flammenfront) erheblich. In Verbindung mit der durch die exothermen Reaktionen zwischen Sauerstoff und Wasserstoff freigesetzten Wärme wird die Pyrolyse der Kohlenwasserstoffspezies verstärkt, welche in Folge hauptsächlich miteinander reagieren. Es entstehen ungesättigte Kohlenwasserstoffverbindungen, welche zunächst zu polyzyklischen Kohlenwasserstoffen weiter reagieren und durch Zusammenstöße miteinander zu Rußteilchen anwachsen. Im Bezug auf den Ottomotor mit Direkteinspritzung kann die Elementarkohlenstoffhypothese auf die Rußbildung beim Motorbetrieb mit diffusivem Verbrennungsanteil angewendet werden. Dieser kann z.B. bei Ladungsschichtung oder im Katalysatorheizbetrieb mit zündungsnaher Kleinstmengeneinspritzung auftreten.

Die im motorischen Umfeld am häufigsten zitierte Rußbildungstheorie ist die Acetylen-theorie, welche im Folgenden in Anlehnung an die Ausführungen von Ruschel [135] und Knauer [82] erläutert wird. Wie bei der Elementarkohlenstoffhypothese spielt hier die Pyrolyse des Kraftstoffs unter Sauerstoffmangel zu Beginn eine entscheidende Rolle. Bei dieser Dehydrierung zerfallen die Kohlenwasserstoffverbindungen in kleinere ungesättigte Kohlenwasserstoffe wie Acetylen. Aus diesen bildet sich in Folgereaktionen zunächst Benzol. Daraus entstehen dann weitere polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe, welche die wesentlichen Vorläufer der Partikelbildung sind. In Abbildung 2.8 ist der Rußbildungsprozess nach der Acetylen-Hypothese dargestellt.

Durch sich fortführende Abspaltung von  $H_2$  und Anlagerung von  $H\cdot$  sowie Acetylen, dem sogenannten HACA Mechanismus, bildet sich eine zusammenhängende Ringstruktur [25]. Dies ist ebenso durch den direkten Zusammenschluss eines Benzolrings mit Aromaten, wie sie im Kraftstoff vorkommen, möglich. Speziell der hochsiedende Aromatengehalt des Kraftstoffs hat daher direkten Einfluss auf die Partikelbildung [27, 77, 90].

Die Ringstrukturen wachsen über den genannten Prozess solange an, bis sich durch Nukleation Rußkeime bilden. Diese Primärpartikel haben eine Größe von 1 bis 3 nm. Durch weitere Acetylenanlagerung aus der Gasphase (Oberflächenwachstum) und Zusammenstoß der Partikel (Koagulation) wachsen die Primärpartikel zu einer Größe von 10 bis 50 nm an [91]. Die Größe der Primärpartikel wird dabei hauptsächlich durch das Luft-Kraftstoff-Verhältnis und die Motordrehzahl beeinflusst [89]. Mit dem Wachstum steigt die Partikelviskosität, womit die Koagulationsvorgänge abnehmen und sich die Partikel bei Kollision durch Adhäsion aneinander binden. Hier zeigte sich bei Untersuchungen an Ottomotoren mit Direkteinspritzung, dass die Größe der Agglomerate mit der der Primärpartikel korreliert, d.h. große Agglomerate bestehen aus größeren Primärpartikeln als kleine Agglomerate [7, 93, 149]. Abbildung 2.9 fasst die einzelnen Phasen der Rußentstehung zusammen.

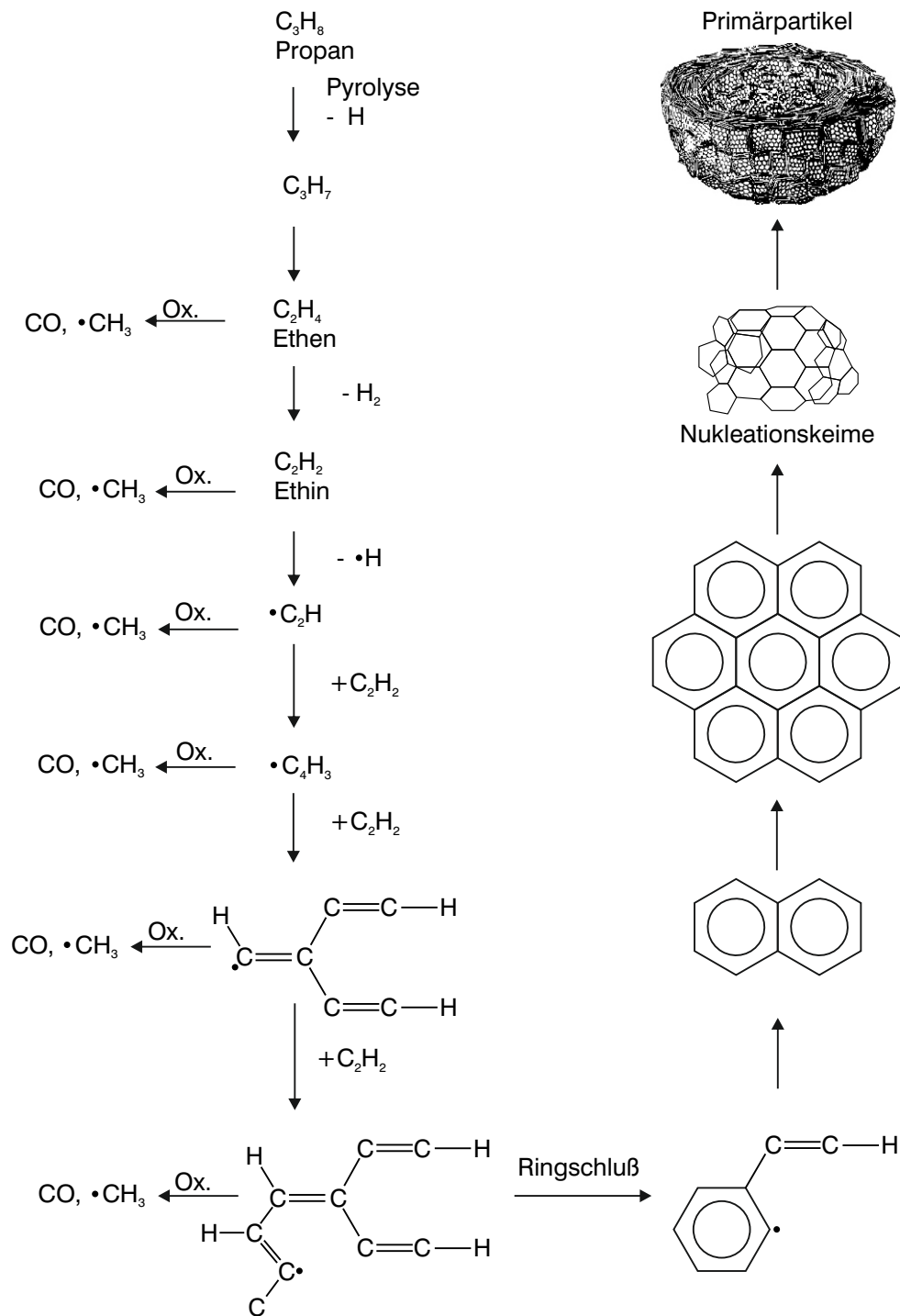
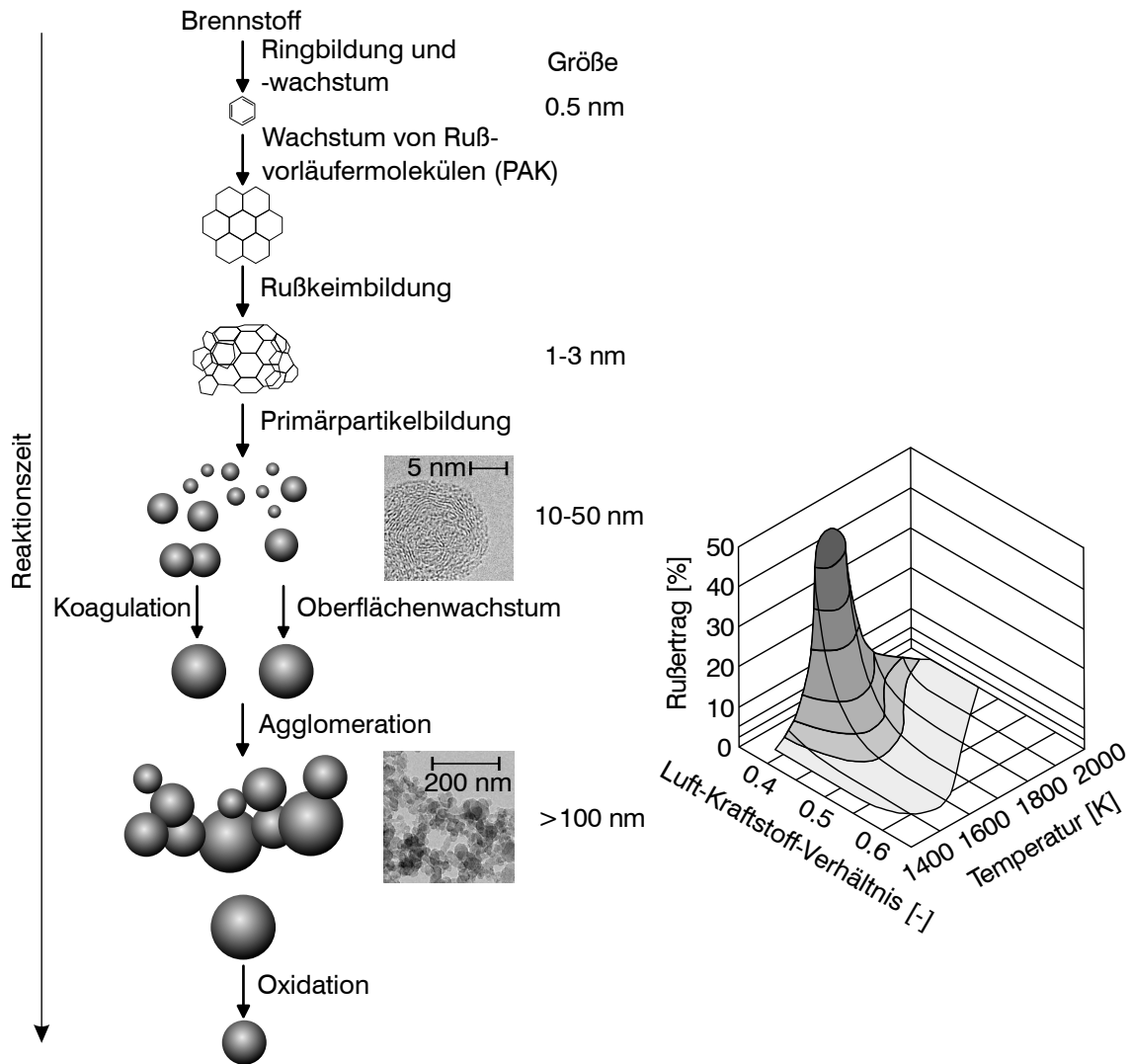


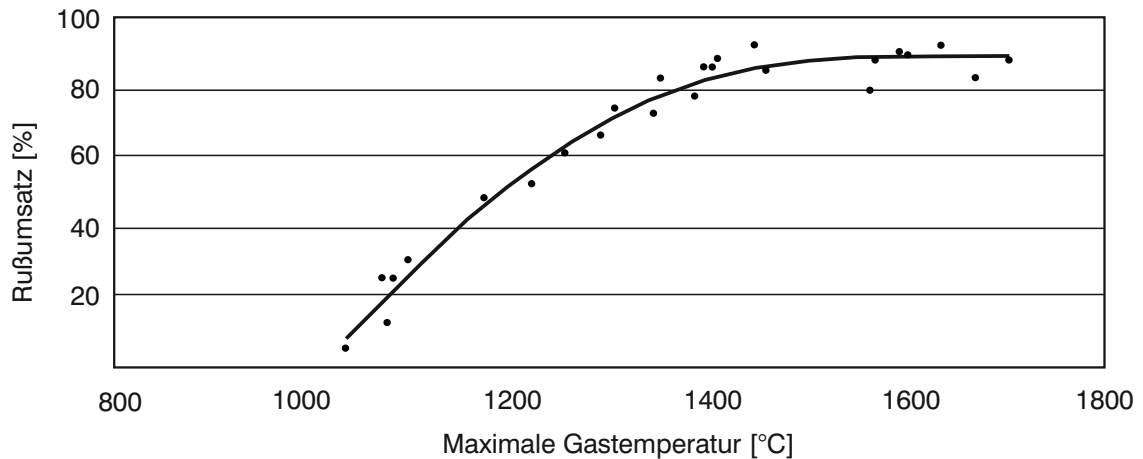
Abbildung 2.8: Rußbildung nach der Acetylen-Hypothese [187] (Abb. aus [10])



**Abbildung 2.9:** Darstellung der einzelnen Phasen der Rußentstehung nach Bockhorn [15] und Mayer [104]

Wenn auch in der Abbildung erst als letzte Phase dargestellt, ist die Rußoxidation gleichwohl als ein zur Bildung parallel verlaufender Vorgang zu betrachten. Sie setzt bereits während der Vorreaktionen durch direkte Reaktion mit den Pyrolyseprodukten des Kraftstoffs ein und wirkt so der Rußbildung entgegen. Die Partikel selbst werden mit molekularem Sauerstoff  $O_2$ , atomarem Sauerstoff  $O$  und dem Hydroxyl-Radikal  $OH\cdot$  oxidiert und so zu Kohlenmonoxid oder Kohlendioxid umgewandelt. Bei der Oxidation werden abhängig von der Reaktivität des Oxidationsmittels die Partikel durch Oberflächenreaktionen kontinuierlich verkleinert oder durch Eindringen des Oxidationsmittels in die Poren von innen aufgebrochen und die Fragmente dem weiteren Oxidationsprozess zugeführt [57]. Neben dem Sauerstoffangebot ist die Gastemperatur eine wesentliche Einflussgröße auf die Partikeloxidation, wobei hinsichtlich des konkre-

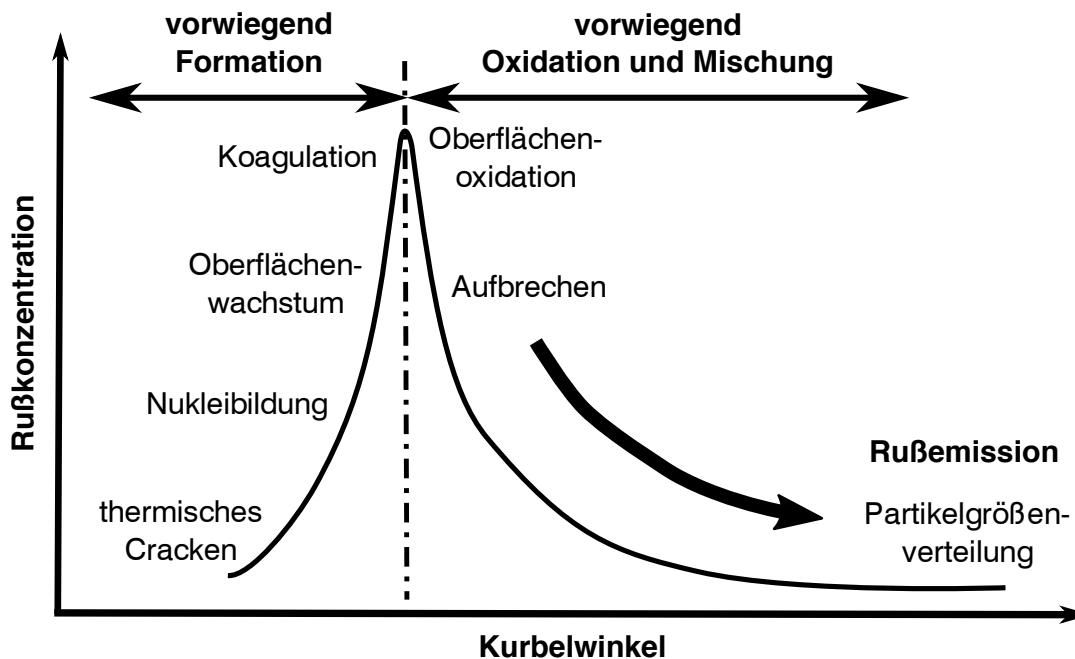
ten Temperaturniveaus in der Literatur unterschiedliche Aussagen zu finden sind. So wird in frühen Arbeiten postuliert, dass die Rußoxidation unter 1800 K stoppt [102]. In jüngeren Untersuchungen konnten niedrigere Temperaturniveaus ermittelt werden. Grob stellte ein Einsetzen der Rußoxidation bei etwa 1000 °C Gastemperatur fest [52]. Eine vollständige Rußoxidation war bei einer Temperatur von ungefähr 1500 °C zu beobachten. In Abbildung 2.10 ist der Rußumsatz in Abhängigkeit der Gastemperatur dargestellt.



**Abbildung 2.10:** Rußumsatz in Abhängigkeit der Gastemperatur im Brennraum [52]

Bei der Gegenüberstellung von Rußbildung und -oxidation wurde beobachtet, dass die Rußoxidation zeitversetzt zur Rußbildung nach circa zwei bis drei Millisekunden einsetzt. Vermutet wird, dass der Zeitversatz durch die notwendigen Vorreaktionen bedingt ist. Der eigentliche Rußabbau erfolgt danach sehr schnell [60]. In Abbildung 2.11 sind die verschiedenen Rußbildungs- und Rußoxidationsphasen über die Kurbelwinkelposition aufgetragen.

Nach der innermotorischen Rußoxidation finden in Abhängigkeit der Partikelbeschaffenheit, Abgastemperatur und -zusammensetzung weitere Oxidationsprozesse im Abgas statt, wie sie Knauer in seiner Dissertation für Dieselfuß beschreibt [82]. So stehen im Abgas prinzipiell  $O_2$  und  $NO_2$  als Reaktionspartner zur Oxidation des Partikelkohlenstoffs bereit.  $NO_2$  ist in diesem Zusammenhang das reaktivere Gas, birgt jedoch das Risiko der Bildung polyzyklischer aromatischer Kohlenwasserstoffverbindungen [137]. Das Oxidationsvermögen beider Gase wurde im Detail von Messerer et al. [110, 111] untersucht. Die kontinuierliche Rußoxidation setzt an „aktiven Flächen“ (i.d.R. Bereiche mit vielen freien Elektronen) ein, welche direkt an der Partikeloberfläche liegen oder über Poren mit dem Gasraum verbunden sind [138, 178]. Untersuchungen haben gezeigt, dass solche „aktiven Flächen“ mit zunehmender Strukturiertheit der Partikel abnehmen [83]. Das heißt, dass weniger strukturierte Partikel, wie sie im Vergleich zum Dieselfuß beim Ottoruß verstärkt auftreten [93], tendenziell besser nachoxidiert



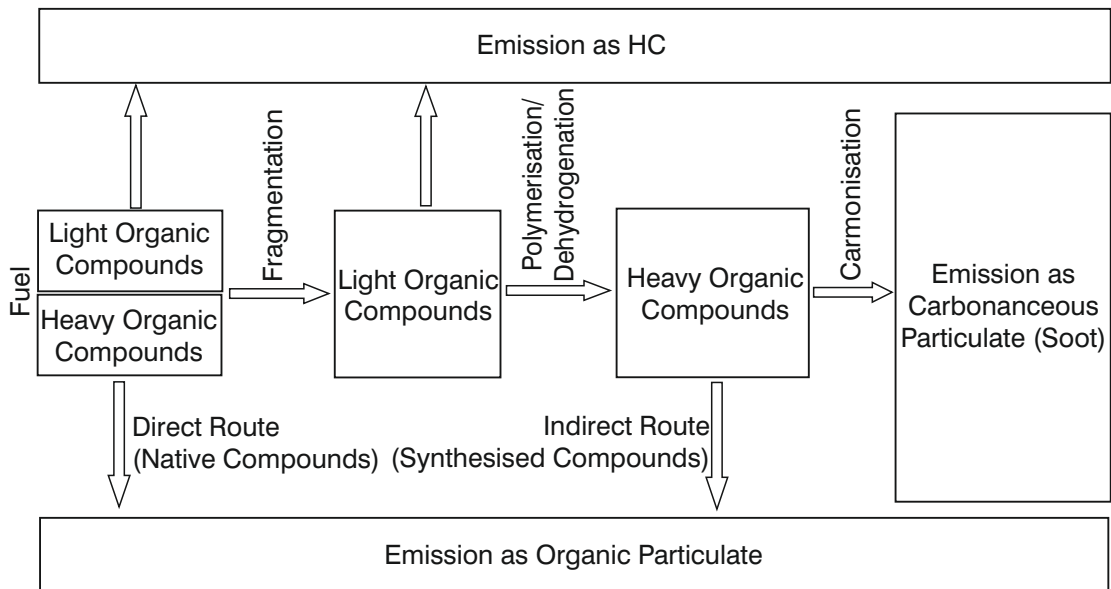
**Abbildung 2.11:** Zuordnung der Rußbildungsphasen in Abhängigkeit des Kurbelwinkels nach [60]

werden können. Auch der im Vergleich zum Dieselmotor geringere mittlere Partikeldurchmesser im Abgas von Ottomotoren mit Direkteinspritzung begünstigt durch die in Summe größere Partikeloberfläche die Nachoxidation. Dem kann ein hoher Anteil löslicher organischer Stoffe (SOF) im Abgas bzw. Anlagerungen flüchtiger „flüssiger“ Abgasbestandteile an die festen Rußpartikel entgegenwirken. Diese Anlagerungen verschließen die Poren und reduzieren so die zur Oxidation zur Verfügung stehenden „aktiven Flächen“ [66, 117, 152]. Im direkten Vergleich zwischen Diesel- und Ottoruß kann in Summe jedoch eine erhöhte Abbrandrate des Ottorußes im Abgastrakt gemessen werden [85].

Als Abschluss zu den Partikelbildungsmechanismen ist im Hinblick auf den Ottomotor mit Direkteinspritzung und dem damit bereits erwähnten im Vergleich zum Dieselmotor „feuchteren“ Ruß (höheren Anteil löslicher organischer Anteile im Abgas) die Bildung von sogenannten „Sekundärpartikeln“ aus der Gasphase zu nennen. Durch Abkühlung des Abgases kondensieren speziell die hochsiedenden polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffe aus und erhöhen die Partikelkonzentration im  $PM_{2,5}$ -Bereich. Der Aromatengehalt des Kraftstoffs hat daher nicht nur einen direkten Einfluss auf die Bildung der Primärpartikel während der Verbrennung, sondern auch auf die Sekundärpartikelemissionen.

Abbildung 2.12 zeigt die möglichen Emissionswege des Kraftstoffs. Sie verdeutlicht, dass ein Zusammenhang zwischen HC- und Partikelemissionen (primär und sekundär) besteht. Während die Primärpartikel maßgeblich auf innermotorische Vorgänge zu-

rückgeführt werden können, hängt die Bildung der Sekundärpartikel von der Abgaszusammensetzung und -temperatur ab: Mit fallender Gastemperatur und zunehmendem Anteil hochsiedender Kohlenwasserstoffverbindungen nehmen die Sekundärpartikelemissionen zu. Gleichmaßen kann bei fallender Abgastemperatur eine entsprechende Abnahme der HC-Emissionen beobachtet werden.

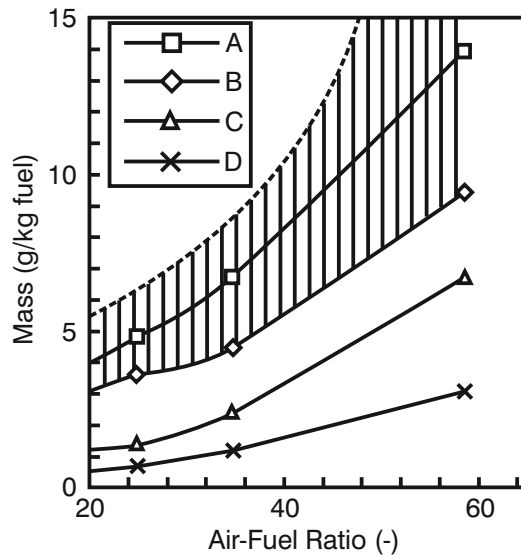


**Abbildung 2.12:** Mögliche Emissionswege des im Kraftstoff gebundenen Kohlenstoffs [34]

In Abbildung 2.13 wird dies verdeutlicht. Dargestellt wird der Kraftstoffanteil, welcher als HC-Emissionen im Abgas gemessen wird, in Abhängigkeit des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses. Die einzelnen Messreihen wurden bei unterschiedlichen Gaseingangstemperaturen in den FID gemessen: Im Fall A sind es 180 °C, im Fall B 52 °C und im Fall C 2 °C. Im Fall D wurde CH<sub>4</sub> als Kraftstoff verwendet. Das leichteste Kohlenwasserstoffmolekül CH<sub>4</sub> markiert die untere Grenze des „Gas-zu-Partikel“-Konvertierungsbereichs. Der gestrichelte Bereich kennzeichnet den Anteil an HC-Verbindungen, welcher bei der Messung der Partikelmassenemission in einem Verdünnungstunnel als SOF gemessen wird. Die obere gestrichelte Grenze markiert dabei den theoretischen Fall, dass alle kondensierten HC-Verbindungen im gasförmigen Zustand vorliegen.

Bei der Bewertung der Partikelanzahlemissionen trennt der Gesetzgeber zwischen Primär- und Sekundärpartikeln. Die in der Abgasgesetzgebung definierten Grenzwerte beziehen sich auf „trockenen“ Ruß bzw. „trockene“ Partikel. Flüchtige Bestandteile sollen durch eine entsprechende Probenahme und Aufbereitung vor der Partikelzählung in die Gasphase überführt werden [177]. Der genaue messtechnische Aufbau dazu wird in Unterkapitel 3.2.1 erläutert. Sekundärpartikel haben folglich (im Idealfall) auf die gemessene Partikelanzahlkonzentration im Abgas keinen Einfluss, müssen jedoch einerseits bei der gemeinsamen Interpretation der HC-, PM- und PN-Emissionen und





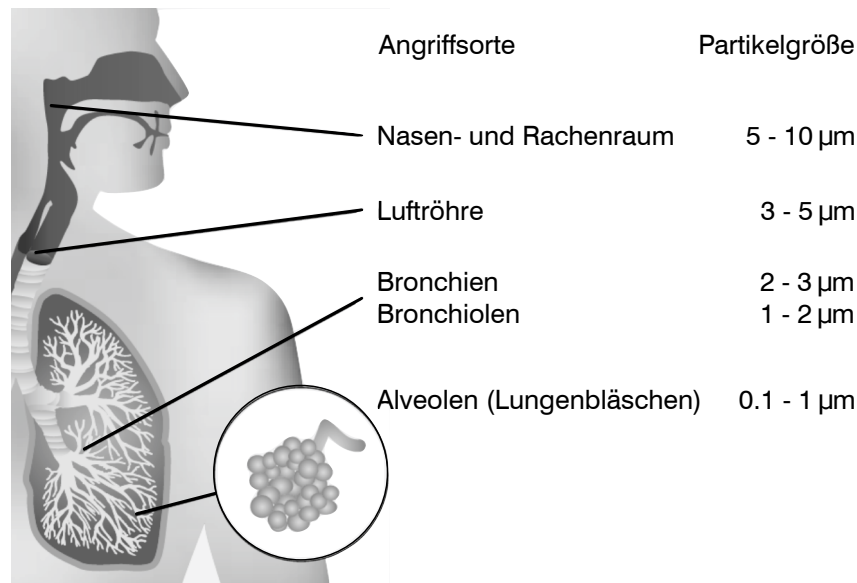
**Abbildung 2.13:** Einfluss der Gastemperatur auf die HC-Emissionen / Bildung von Sekundärpartikeln [34]

andererseits bei der Diskussion der gesundheitlichen Auswirkungen von Partikelemissionen von Fahrzeugen mit Ottomotor mit Direkteinspritzung berücksichtigt werden. Letztere Fragestellung wird im folgenden Abschnitt näher diskutiert.

## 2.3 Gesundheitliche Auswirkungen durch Partikelexposition

Die Untersuchung der gesundheitlichen Auswirkungen von Aerosolen ist seit Jahrzehnten Gegenstand der medizinischen Forschung. Erste Langzeitstudien (Kohortenstudien) verschiedener Länder gehen auf die 70er Jahre zurück (Auswahl: [40, 69, 106, 124, 191]) und stellten eine Zunahme der Sterblichkeit und/oder der Häufigkeit von Lungenkrebs, chronischen Atemwegsbeschwerden bei Erwachsenen, Hustenepisoden und Bronchitis bei Schulkindern, chronischer Bronchitis bei Kindern mit diagnostiziertem Asthma und Lungenfunktionsverschlechterungen bei Schulkindern fest. Dabei wurde ein Zusammenhang zwischen der Feinstaubbelastung  $PM_{10}$  und der Zunahme der Sterblichkeit über alle Todesursachen, jedoch auch speziell an Atemwegs- und Herz-Kreislauferkrankungen beobachtet [88].

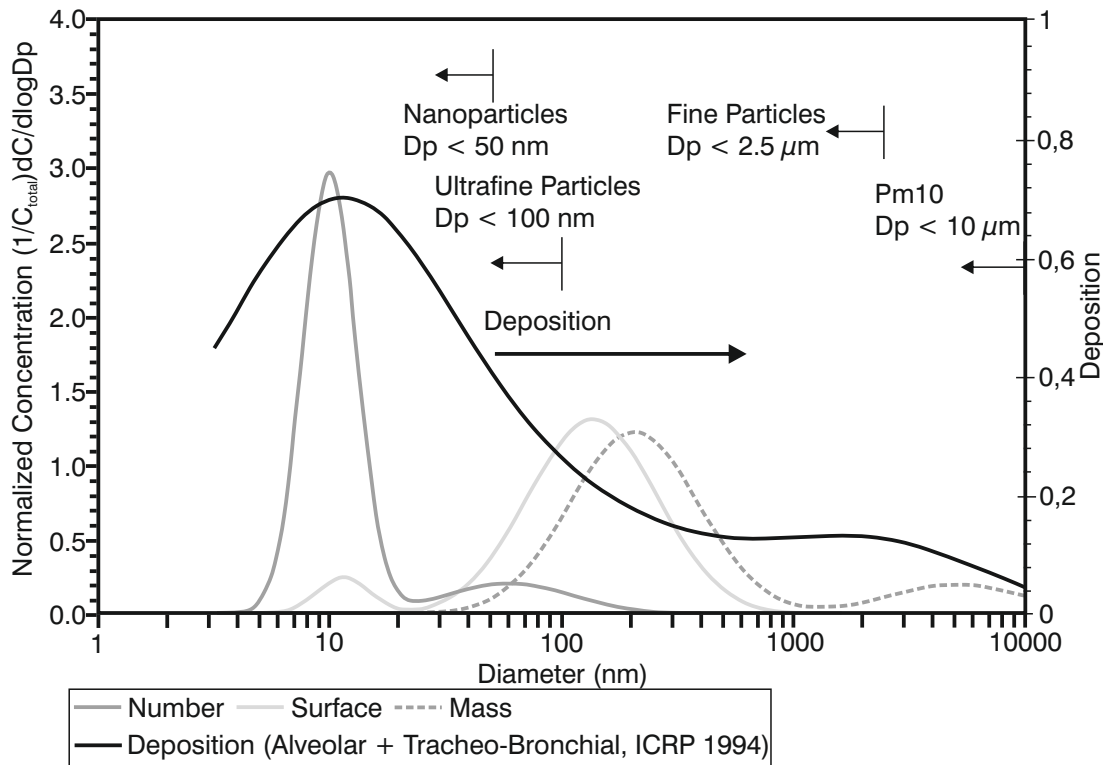
Es sind dabei die feinen Partikel  $PM_{2.5}$ , welche aufgrund ihrer Lungengängigkeit unter gesundheitlichen Aspekten kritisch zu bewerten sind [69], und im Speziellen die ultrafeinen Partikel ( $D_p < 100$  nm), da sie tief in die Lunge bis in die Alveolen vordringen (siehe Abb. 2.14).



**Abbildung 2.14:** Angriffsorte des Feinstaubs in den Atemwegen [131]

Bei ihnen versagen mit abnehmender Größe und zunehmender Konzentration die körpereigenen Reinigungsmechanismen der Atemwege (Flimmerhärchen und Makrophagen) [68]. Prinzipiell werden eingeatmete Fremdkörper, deren Bewegung bzw. Anlagerung maßgeblich durch Trägheits- oder Schwerkraft beeinflusst wird, bereits in der Nase, im Kehlkopf, in der Luftröhre und den Bronchien durch Flimmerhärchen festgehalten, in einer Schleimschicht gebunden und in den Rachenraum abtransportiert, von wo sie abgehustet oder verschluckt werden. Mit abnehmendem Partikeldurchmesser wird deren Bewegung zunehmend diffusionsgesteuert (Brownsche Bewegung) [34] und sie dringen tiefer in die Lunge bis zu den Lungenbläschen vor. Dort sitzen sogenannte „Fresszellen“ (Makrophagen), welche die Aufgabe haben, Fremdkörper aufzunehmen und zu zersetzen. Die Zersetzungsrate der ultrafeinen Partikel ist jedoch vergleichsweise gering. Hieraus resultiert eine derart lange Verweildauer der Partikel in den Lungenbläschen, dass einzelne durch die dünne Gewebewand ( $< 1 \mu\text{m}$ ) diffundieren und in den Blutkreislauf gelangen können [68, 131, 180]. An Ratten wurde mit Titandioxid-Partikeln nachgewiesen, dass sich die ins Blut übertragenen Partikel im Herzen, der Niere, der Leber und dem Gehirn ablagern [68]. Medizinische Studien mit Menschen zeigten bereits bei einer Partikelbelastung unterhalb des von der EU vorgeschriebenen Grenzwertes von  $\text{PM}_{2.5} = 25 \mu\text{g}/\text{min}^3$  ein erhöhtes Herzinfarkt- und Schlaganfallrisiko durch die Partikel im Blut-Kreislaufsystem [23]. Es gibt ferner Indizien, dass die Partikelbelastung im Gehirn Krankheiten wie Alzheimer [61] und Demenz fördert und während der Schwangerschaft die Autismuswahrscheinlichkeit des ungeborenen Kindes erhöht [180].

Das Ablagerungsverhalten in den Lungenbläschen und dem Tracheobronchialbaum über die Partikelgröße ist in Abbildung 2.15 dargestellt.



**Abbildung 2.15:** Ablagerungsverhalten des Feinstaubes in den Lungenbläschen und dem Tracheobronchialbaum [80]

Neben dem Übergang von Kleinstpartikeln aus den Lungenbläschen in den Blutkreislauf konnte an zahlreichen Versuchen mit Ratten und Mäusen gezeigt werden, dass die verstärkte Anlagerung von Partikeln in der Lunge ab einer gewissen Konzentration zu Entzündungen und entsprechender Veränderung der Lungenspülflüssigkeit führt [19, 31, 44, 130, 132, 153]. Als Folge der Entzündungen kann es zu gentoxischen Schäden kommen. So entstehen nach gängigen Hypothesen partikelinduzierte Lungentumore nicht direkt durch die Interaktion zwischen eingeatmeten Partikel und der DNS der Zielzelle, sondern indirekt durch Reaktionen, welche vom durch die inhalierten Partikel entzündeten Gewebe ausgehen [19, 44, 74, 113]. Es werden im entzündeten Gewebe vermehrt Sauerstoffradikale gebildet, welche zu Oxidationsprodukten der Desoxyribonukleinsäure (DNS), speziell 8-Oxoguanin, führen [18, 42]. Die Zellen besitzen dabei durch Vorhaltung oxidativer und reduktiver Stoffe einen Schutzmechanismus, der die Zunahme der Oxidationsprodukte bis zu einem gewissen Grad ausgleichen kann. Werden dieser und die übrigen Zellschutzmechanismen jedoch überlastet, sind Genschäden und Mutationen oder schlimmstenfalls Krebsbildung mögliche Folgen [19].

Neben der Konzentration zeigte sich bei den im vorherigen Absatz zitierten Studien auch die Partikelbeschaffenheit (Zusammensetzung) als wesentliche Einflussgröße. Es wurden Untersuchungen mit Dieselruß, Industrieruß, Titandioxid-Partikeln, „black carbon“, Druckertonerruß und weiteren Stoffen durchgeführt. Dabei stellte sich für jede

Zusammensetzung eine individuelle Schwellendosis ein, ab der persistierende Entzündungszeichen beobachtet werden konnten. Eine umfassende Literaturrecherche zu den Partikelemissionen des Straßenverkehrs nach den einzelnen Quellen (Abgas, Abrieb, „Sekundärpartikel“) und deren gesundheitlichen Auswirkungen wurde von Sehlstedt et al. im Jahr 2007 veröffentlicht [148]. Ferner wurden in den vergangenen Jahren zahlreiche Untersuchungen mit Dieselruß durchgeführt, mit dem Ergebnis, dass es die International Agency for Research on Cancer (IARC) als Teil der World Health Organization (WHO) als erwiesen ansieht, dass Dieselpartikel als krebserregend eingestuft werden müssen [125] und außerdem die Ausbildung von Allergien verstärken [68, 131]. Die „pauschale“ Einstufung der Dieselpartikel als krebserregend wird von der Europäischen Forschungsvereinigung für Umwelt und Gesundheit im Transportsektor e.V. kritisiert, weil die medizinischen Untersuchungen, welche zu dieser Einstufung geführt haben (z.B. [154]), mit alten Dieselmotoren durchgeführt wurden, welche nicht den aktuellen Emissionsstandard moderner Dieselmotoren erfüllen [51]. Damit weisen die Autoren auf eine generelle Problematik hin: Die Zusammensetzung und Beschaffenheit der Partikelemissionen konnte bereits als wichtige Einflussgröße auf die gesundheitlichen Auswirkungen identifiziert werden. Mit der kontinuierlichen Weiterentwicklung der Verbrennungsmotoren, Schmier- und Kraftstoffe sowie Abgasnachbehandlungssysteme unterliegen die Abgasemissionen einem steten Wandel. Die motorische und medizinische Forschung sind dabei nicht ausreichend vernetzt, so dass die medizinischen Schlussfolgerungen (natürlich speziell die der Langzeitstudien) häufig auf der Schadstoffzusammensetzung „veralteter“ Verbrennungsmotoren basieren. Sie werden in der öffentlichen Diskussion jedoch auf aktuelle Motorgenerationen übertragen und in Folge zur Festlegung zukünftiger Grenzwerte verwendet.

Bezüglich der gesundheitlichen Auswirkungen der Partikelemissionen von Ottomotoren mit Direkteinspritzung ist die Anzahl veröffentlichter Forschungsergebnisse sehr gering. Motorische Untersuchungen haben jedoch bereits gezeigt, dass der mittlere Partikeldurchmesser im Vergleich zum Dieselruß abnimmt und der Ruß als „feuchter“ (höherer Anteil (flüchtiger) organischer Substanzen an der Partikeloberfläche) bezeichnet werden kann [34]. Es ist also von erhöhter Lungengängigkeit auszugehen. Die Zunahme der organischen Substanzen an der Oberfläche wird in ihren Auswirkungen auf das Blut-Kreislaufsystem ebenfalls als „kritisch“ bewertet [114, 120, 183, 190]. Zudem steigt mit dem erhöhten Anteil organischer Bestandteile im Abgas die Bildung von Sekundärpartikeln, welche ebenfalls einen nicht unerheblichen Beitrag zu den  $PM_{2.5}$ -Emissionen leisten und damit zur gesundheitlichen Belastung beitragen können [49, 168].

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Untersuchung der innermotorischen Einflussgrößen auf die Partikelemissionen von Ottomotoren mit Direkteinspritzung. Daher werden im folgenden Abschnitt ausgewählte Veröffentlichungen anderer Forschungsstellen zu dieser Fragestellung zusammengefasst, welche die in dieser Arbeit gezeigten Ergebnisse und Erklärungen ergänzen und untermauern.

## 2.4 Partikelemissionen von Ottomotoren mit Direkteinspritzung

Im Jahr 2014 wird mit dem Inkrafttreten der Euro 6b Abgasnorm erstmals die Partikelanzahlemission von Ottomotoren mit Direkteinspritzung reglementiert. Entsprechend war und ist der Aufbau eines umfassenderen Verständnisses für die Ursachen, Beschaffenheit, Vermeidungsmöglichkeiten und auch die messtechnische Erfassung von Partikeln in den vergangenen Jahren ein dominierendes und international verbreitetes Forschungsfeld in der Motorenentwicklung. Die Fahrzeughersteller selbst, die Zuliefer- und Dienstleistungsindustrie, die Forschungsvereinigungen sowie die Universitäten verfolgen die Fragestellungen mit großem Aufwand, weshalb die Anzahl der Publikationen und Tagungsbeiträge zu dem Thema seit etwa 2011 erheblich zugenommen hat. Eine Diskussion der einzelnen Beiträge würden den Rahmen dieser Arbeit sprengen. Ein Auszug einiger veröffentlichter Untersuchungsergebnisse ist in Tabelle A.1 im Anhang dieser Arbeit zusammengefasst.

In den Veröffentlichungen wird eine Vielzahl möglicher Partikelquellen identifiziert und mit unterschiedlichem Detaillierungsgrad und Forschungsziel untersucht. Folgende Effekte werden dabei besonders häufig im Zusammenhang mit hohen Partikelanzahlemissionen diskutiert:

- Spray-Bauteil-Interaktion
- Qualität der Homogenisierung
- Injektorverkokung
- Diffusionsverbrennung
- Chemische Zusammensetzung und physikalische Eigenschaften des Kraftstoffs

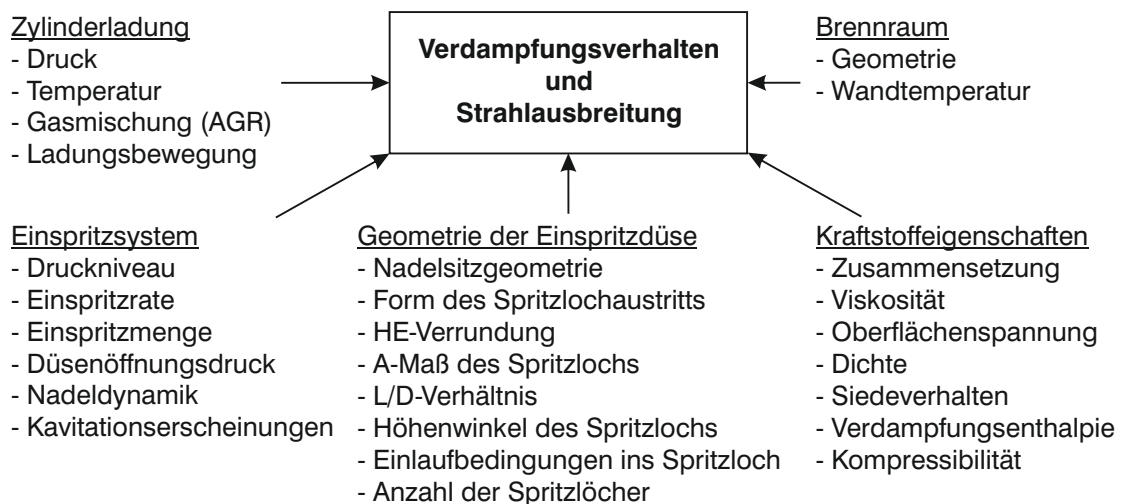
Die Punkte bestätigen und verdeutlichen den erwartungsgemäß signifikanten Einfluss der Gemischbildung auf den Partikelaustritt. Ein wesentlicher Teil der in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen widmet sich daher der Gemischbildung als Summe aus Ladungsbewegung, Kraftstoffeinbringung (Gemischbildner und Einspritzstrategie) sowie Kraftstoffbeschaffenheit (Verdampfungsenthalpie und Siedelinie). Im folgenden Abschnitt werden ausgewählte Grundlagen zur Gemischbildung beim Ottomotor vorgestellt.

Auch zeigen mehrere Veröffentlichungen aus Tabelle A.1, dass hinsichtlich der oben genannten Partikelquellen der Katalysatorheizbetrieb eine besonders kritische Betriebsphase beim Ottomotor ist. Hier vereinen sich bezüglich der Gemischbildung und Verbrennung mehrere ungünstige Randbedingungen: eine schwache Ladungsbewegung, kalte Brennraumwände, eine große aufzubereitende Kraftstoffmenge und späte Verbrennungsschwerpunktlage. Die Untersuchung der Partikelemissionen in dieser Betriebsphase stellt folglich einen weiteren Untersuchungsschwerpunkt der vorliegenden

Arbeit dar. Die Diskussion verschiedener Betriebsstrategien und Herausforderungen im Katalysatorheizbetrieb folgt im Anschluss an den Abschnitt zur Gemischbildung und schließt das Grundlagenkapitel dieser Arbeit ab.

## 2.4.1 Gemischbildung

Auf die Gemischbildung, d.h. den Strahlaufbruch, die Strahlausbreitung, die Kraftstoffverdampfung und die Homogenisierung wirken zahlreiche Einflussfaktoren. In seiner Dissertation fasste sie Heinrichs [54] wie in Abbildung 2.16 zusammen. Die Abbildung verdeutlicht die Bedeutung der Kraftstoffbeschaffenheit, des Einspritzsystems, der Düsenauslegung, der Ladungsbewegung und der Brennraumgeometrie und damit die hohe Komplexität der Auslegung der Gemischbildung innerhalb des Entwicklungsprozesses eines Motors.



**Abbildung 2.16:** Übersicht über die Einflussgrößen auf das Verdampfungsverhalten und die Strahlausbreitung [54]

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird die Interaktion zwischen Zylinderinnenströmung und Kraftstoffspray untersucht, sowie der Einfluss des Alkohol- und Aromatenanteils auf den Partikelaustritt bewertet. Daher werden aus dem weitläufigen Gebiet der Gemischbildung die Themen „Ladungsbewegung“, „Kraftstoffeinbringung“ und „Kraftstoff“ im Folgenden genauer diskutiert.

### Ladungsbewegung

Die Ladungsbewegung bzw. Zylinderinnenströmung hat bei Ottomotoren mit Direkteinjection einen großen Einfluss auf den Sekundärzerfall und die Verdampfung des

Kraftstoffsprays sowie die Homogenisierung des Luft-Kraftstoff-Gemisches. Eine genaue Betrachtung des Sprayaufbruchs wird im folgenden Unterkapitel vorgenommen. An dieser Stelle soll bereits vorweggenommen werden, dass der Tropfenzerfall maßgeblich durch aerodynamische Kräfte verursacht wird. Die Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und umgebendem Gas sowie der thermodynamische Gaszustand (Dichte, Temperatur) sind daher von großer Bedeutung zur Darstellung eines homogenen Luft-Kraftstoff-Gemisches.

Die Zylinderinnenströmung setzt sich aus einer gerichteten und einer ungerichteten Strömung zusammen. Die gerichtete Strömung (Drall und/oder Tumble) wird durch eine entsprechende Ausgestaltung der Ansaugkanäle, die Abstimmung der Ventilsteuerzeiten oder eine Brennraummaskierung erreicht. Mit der Einführung der Direkteinspritzung beim Ottomotor orientierte sich die Forschung zunächst an Erfahrungen aus dem Diesebereich, in welchem die direkte Kraftstoffeinbringung bereits etabliert war. Dort zeigte die Drallströmung (Wirbel um die Zylinderhochachse) größere Vorteile als die Tumbleströmung (Wirbel um die Zylinderquerachse), weshalb bei ersten Untersuchungen am Ottomotor mit Direkteinspritzung ebenfalls eine Drallströmung zur Unterstützung der Gemischbildung und Verbrennung verwendet wurde. Spicher et al. [165] kamen im Rahmen des FVV-Vorhabens Nr.429 „Direkteinspritzung Ottomotor I“ jedoch zu der Erkenntnis, dass zwar eine moderate Drallströmung (Drallzahl  $\lesssim 1$ ) die Bildung einer kompakten Gemischwolke beim Motorbetrieb mit Ladungsschichtung unterstützt, jedoch eine Intensivierung der Ladungsbewegung (Drallzahl  $> 1$ ), wie sie im Homogenbetrieb zur Gemischbildung angestrebt wird, im Schichtbetrieb zu einer Verwirbelung der Gemischwolke mit hohen örtlichen  $\lambda$ -Schwankungen oder gar der Auflösung der Gemischwolke führt. Dadurch wurde sowohl die Verbrennungsstabilität als auch der Schadstoffausstoß im Schichtbetrieb negativ beeinträchtigt.

Nach weiterführenden Forschungen hat sich beim Ottomotor die Tumbleströmung für Motoren, welche homogen und mit Ladungsschichtung betrieben werden, als geeignete Strömungsform herausgestellt. Sie bietet den Vorteil, dass eine intensive Tumbleströmung während der Ansaugphase die Gemischbildung im Homogenbetrieb positiv unterstützt. Während der Kompressionsphase wird die Tumblewalze zusammengedrückt, zerfällt in kleine Wirbel und führt zur allgemeinen Turbulenzerhöhung. Durch das Fehlen einer großskaligen Ladungsbewegung zum Verdichtungsende wird im Schichtbetrieb die Gemischwolke hauptsächlich durch den Einspritzvorgang platziert und „gestaltet“; eine fluktuierende Interaktion durch ein sich mit Füllung und Drehzahl änderndes Strömungsfeld tritt in den Hintergrund. Dies erleichtert die Darstellung eines stabilen, emissionsarmen Schicht- und Homogenbetriebs [70, 194].

Um speziell die Kraftstoffaufbereitung im Homogenbetrieb (Einspritzung in den Ansaugtakt) zu unterstützen, bieten moderne Ottomotoren durch ihre Variabilitäten im Ventiltrieb die Möglichkeit, das Strömungsfeld bzw. die turbulente kinetische Energie während des Einspritzvorgangs zu beeinflussen. So lässt sich sowohl die gerichtete (Tumble / Drall) als auch die ungerichtete Brennraumströmung stärken oder schwächen. Mit ungerichteter Strömung ist dabei der Strömungsanteil gemeint, welcher nicht

der Hauptströmungsrichtung folgt, sondern mit wechselhaften Amplituden quer dazu schwingt [123]. Durch Anhebung der turbulenten kinetischen Energie kann der sekundäre Strahlaufbruch beschleunigt und eventuelle Bauteilbenetzung reduziert werden. Bückner et al. [20] haben Particle Image Velocimetry (PIV-) Messungen im Brennraum eines Einzylinder-Ottomotors mit Benzin-Direkteinspritzung und zentraler Injektorlage durchgeführt und den Einfluss einer Verschiebung der Einlass-Phasenlage auf das Strömungsfeld im Zylinder bewertet. Sie treffen auf Basis der Ergebnisse die Annahme, dass durch einen reduzierten Einlassventilhub die turbulente kinetische Energie erhöht und so der Strahlaufbruch und die Gemischhomogenisierung verbessert werden kann. Die primäre Motivation bei der Einführung variabler Ventiltriebe, welche sowohl eine Verschiebung der Phasenlage als auch des Ventilhubes zulassen (z.B. BMW Valvetronic), war es, die Ladungswechselperluste zu reduzieren, den Liefergrad zu erhöhen und den internen Restgasgehalt zu steuern. Mit Einführung der Direkteinspritzung in Kombination mit Abgasturboaufladung kam die Verbesserung des Ansprechverhaltens des Abgasturboladers durch Scavenging hinzu. In seiner Dissertation verdeutlicht Miklautschitsch [112] an einem Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung, Ein- und Auslassphasenstellern, variablem Einlassventilhub sowie Einlassventilmaskierung und -phasing das Potenzial der Ventiltriebsvariabilität zur Senkung der gasförmigen Emissionen speziell zu Beginn gesetzlicher Fahrzyklen. Welche Möglichkeiten sich zur Reduktion der Partikelemissionen ergeben, ist Teil der vorliegenden Arbeit. Dazu wird die Turbulenz nach einem nulldimensionalen  $K-\kappa$ -Ansatz nach Poulos [127] berechnet, welcher auf dem Ansatz von Mansouri et al. [99] aufbaut und in der „Gas Exchange and Combustion Analysis (GCA)“ Software der AVL List GmbH implementiert ist [5]. Das Modell durchläuft folgende Schritte:

- Über die Einlassströmung wird dem Brennraum eine mittlere kinetische Energie zugeführt.
- Die mittlere kinetische Energie wird durch turbulente Dissipation in turbulente kinetische Energie umgewandelt. Dabei wird die Annahme getroffen, dass die Turbulenzgenerierung im Brennraum der Turbulenzgenerierung in einer turbulenten Grenzschicht über einer flachen Platte entspricht [172].
- Die turbulente kinetische Energie wird durch viskose Dissipation in Wärme umgewandelt. Die Umwandlungsrate wird durch die turbulente kinetische Geschwindigkeit und die charakteristische Länge der großskaligen Wirbelstruktur bestimmt, welche sich wiederum aus der Bohrung und dem zum Berechnungsschritt anliegenden Brennraumvolumen berechnet.
- Mit dem Öffnen der Auslassventile wird die mittlere und die turbulente kinetische Energie mit der Ladungsmasse aus dem Brennraum geschoben.

Der sich daraus ergebende Formelzusammenhang wurde von Poulos [127] ausführlich hergeleitet und wird im Folgenden verkürzt dargestellt. Ziel des Berechnungsmodells ist es, die mittlere kinetische Geschwindigkeit  $U$  und die turbulente kinetische Geschwindigkeit  $u'$  zu bestimmen. Dies erfolgt über die jeweiligen Energiegleichungen:



$$K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot U^2 \quad (2.1)$$

$$\kappa = \frac{3}{2} \cdot m \cdot u'^2 \quad (2.2)$$

mit der mittleren kinetischen Energie  $K$ , der turbulenten kinetischen Energie  $\kappa$  und der Gasmasse im Zylinder  $m$ . Auf Basis der oben beschriebenen Einflusssterme ergeben sich für die zeitliche Änderungsrate der mittleren kinetischen Energie  $K$  und der turbulenten kinetischen Energie  $\kappa$  die Gleichungen:

$$\frac{dK}{dt} = \frac{1}{2} \cdot \dot{m}_{EV} \cdot v_{EV}^2 - P - K \cdot \frac{\dot{m}_{AV}}{m} \quad (2.3)$$

$$\frac{d\kappa}{dt} = P - m \cdot \epsilon_D - \kappa \cdot \frac{\dot{m}_{AV}}{m} \quad (2.4)$$

mit den Teilgleichungen

$$P = 0.3307 \cdot c_\beta \cdot \frac{K \cdot \pi \cdot B^2}{4 \cdot V_\alpha} \cdot \left(\frac{\kappa}{m}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.5)$$

$$\epsilon_D = \frac{\left(\frac{2\kappa}{3m}\right)^{\frac{3}{2}} \cdot \pi \cdot B^2}{4 \cdot V_\alpha} \quad (2.6)$$

und den Gleichungsgrößen:

- $\dot{m}_{EV}$ : Massenstrom über die Einlassventile in den Brennraum
- $\dot{m}_{AV}$ : Massenstrom über die Auslassventile aus dem Brennraum
- $v_{EV}$ : Mittlere Strömungsgeschw. über die Einlassventile in den Brennraum
- $P$ : Bildungsrate der turbulenten kinetischen Energie
- $\epsilon_D$ : Dissipationsrate der turbulenten kinetischen Energie in Wärme
- $V_\alpha$ : Brennraumvolumen zum jeweiligen Zeitschritt
- $B$ : Bohrung
- $c_\beta$ : Korrekturfaktor zur turbulenten Dissipation ( $\approx 1.5$ )

Nach der Diskussion zum Einfluss der Steuerzeiten auf die Ladungsbewegungsintensität im Brennraum und deren nulldimensionalen Berechnung soll zum Abschluss des Abschnitts der Vollständigkeit halber die Auswirkung der Kolbengeschwindigkeit auf die Strömungsintensität angesprochen werden, wobei sie keine weitere Betrachtung im Rahmen der Arbeit erfährt. Allgemein nimmt die mittlere Geschwindigkeit der einströmenden Frischluft während des Ansaugvorgangs mit steigender Drehzahl zu. Durch den als „Downspeeding“ betitelten Trend in der Antriebsentwicklung der vergangenen Jahre bzw. das Ziel, den Kraftstoffverbrauch und so den CO<sub>2</sub>-Ausstoß zu senken, nimmt das mittlere Drehzahlniveau aktueller Motoren im Betrieb, auch verursacht durch die über die letzten Jahre zunehmende Gangzahl der Automatikgetriebe, jedoch ab. Eine Möglichkeit, die mittlere Kolbengeschwindigkeit zu steigern, ist eine Erhöhung des Hub-Bohrungs-Verhältnisses. Schmidt et al. [142] haben in einer Studie zum Einfluss des genannten Verhältnisses auf die Ladungsbewegung ermittelt, dass sich speziell in der Teillast und bei niedriger Drehzahl durch eine Anhebung des Hub-Bohrungs-Verhältnisses von 0.66 auf 0.92 (bei konstantem Hubraum) die turbulente kinetische Energie sowie die Tumble-Zahl merklich steigern lassen und so eine Verbesserung der Gemischbildung beobachtet werden kann.

### **Kraftstoffeinbringung**

Im Folgenden wird auf die grundlegenden Mechanismen während der Kraftstoffeinbringung, d.h. die Düsenströmung, den Strahlaufbruch und die Strahlausbreitung eingegangen, wie sie in Abbildung 2.17 dargestellt sind. Die Diskussion folgt dabei dem physikalischen Weg des Kraftstoffs. Sie beginnt folglich mit der Beschreibung der Turbulenz und Kavitation der Düseninnenströmung, gefolgt von dem Zerfall des flüssigen Kraftstoffstrahls bei Eintritt in den gasgefüllten Brennraum. Dieser wird in zwei Phasen unterteilt: den Primär- und den Sekundärzerfall. Beide Teilaspekte werden speziell im dieselmotorischen Bereich seit Jahrzehnten sowohl experimentell als auch numerisch umfassend untersucht [14, 86, 134, 139, 169, 186]. Der Primärzerfall beschreibt den Aufbruch des flüssigen Strahls am Düsenaustritt in Tropfen und Flüssigkeitsligamente. Der folgende Sekundärzerfall beschreibt die Verdampfung des Kraftstoffs und ist durch die Wechselwirkung zwischen aerodynamischen Kräften und den Kraftstofftropfen sowie den Tropfen untereinander geprägt. Die drei Bereiche werden für den Fall eines Druckzerstäubers mit Lochdüse (Einspritzventil mit Mehrlochdüse und Spritzlöchern ohne Vorstufe) nachfolgend im Einzelnen diskutiert.

**Düseninnenströmung** Die Düseninnenströmung hat maßgeblichen Einfluss auf die Sprayeigenschaften. Der Kraftstoff wird mit hohem Druck (bei aktuellen Serienottomotoren bis 200 bar) in die Injektordüse gepresst und dort durch eine Verjüngung des Querschnittes in den einzelnen Einspritzlöchern beschleunigt. Die Dosierung erfolgt über eine magnetisch angesteuerte Nadel in der Düsen spitze, welche während des Öffnens und Schließens des Injektors als Drosselstelle zwischen dem verdichteten

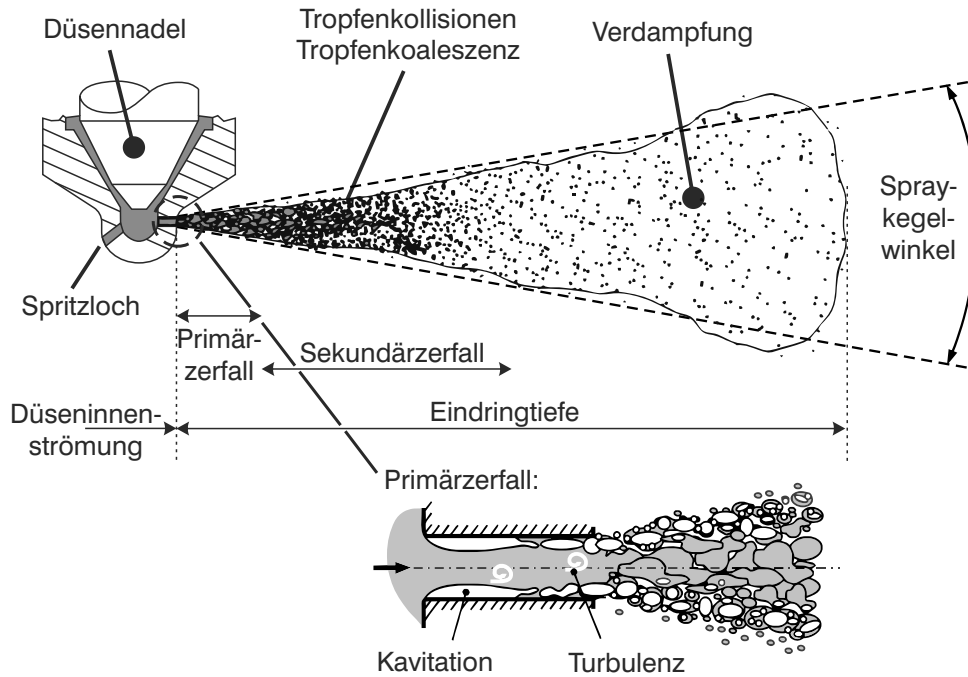


Abbildung 2.17: Spraystruktur eines Einspritzstrahls nach Baumgarten [8]

Kraftstoff und den Düsenstritzlöchern in den Brennraum fungiert. Bei voll geöffnetem Injektor, d.h. zurückgezogener Nadel, erfolgt die Drosselung in der Regel in den Düsenstritzlöchern. Die Geometrie der Stritzlöcher wird dabei so ausgelegt, dass der gewünschte Kraftstoffdurchfluss pro Zeit erreicht wird, die austretenden Strahlkeulen definierte Zielkoordinaten im Brennraum treffen und der Sprayaufbruch (z.B. durch Turbulenzgenerierung) unterstützt wird. In den Stritzlöchern entsteht eine turbulente Strömung und durch die Umlenkung in der Düsen spitze tritt zudem Kavitation auf. Neben den globalen und lokalen Strömungsgrößen sind es besonders Turbulenz- und Kavitationseffekte, die das Spraybild beeinflussen.

Das Erreichen einer hohen Turbulenz im Stritzloch ist gewünscht, da sie durch Geschwindigkeitsfluktuation und Querströmungen den Strahl aufbruch beschleunigt, damit die Ausbildung einer größeren freien Oberfläche unterstützt und folglich bessere Randbedingungen für eine rasche Kraftstoffverdampfung schafft. Stellgrößen bei der Düsenauslegung zur Erhöhung des Turbulenzniveaus sind scharfe Einlasskanten, großwinklige Strömungsumlenkungen und eine hohe Wandrauigkeit [94]. Darüber hinaus wirken eine geringe Kraftstoffviskosität und hohe Strömungsgeschwindigkeiten (hoher Kraftstoffdruck) turbulenz erhöhend. In den Düsenlöchern entsteht die Turbulenz typischerweise in der Wandgrenzschicht und an der Einlasskante [169]. Zur Beschreibung der Turbulenz bzw. der Strömung wird die Reynolds-Zahl als dimensionslose Kenngröße verwendet. Die aus der Strömungslehre bekannte Kennzahl beschreibt das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften (Scherwirkung) und ist wie folgt definiert:

$$Re = \frac{v_{Krst} \cdot D_{SL} \cdot \rho_{Krst}}{\eta_{Krst}} \quad (2.7)$$

mit

- $v_{Krst}$ : (ungestörte) Strömungsgeschwindigkeit des Kraftstoffs
- $D_{SL}$ : Spritzlochdurchmesser
- $\rho_{Krst}$ : Dichte des Kraftstoffs
- $\eta_{Krst}$ : dynamische Viskosität des Kraftstoffs

Wenn diese Kennzahl einen kritischen Wert ( $Re_{krit} \approx 2320$ ) überschreitet, findet eine Transition der zuvor laminaren Strömung zur turbulenten Strömung statt. Die Bedeutung der Turbulenz bzw. einer Düsenströmung mit hoher Reynolds-Zahl wird bei der Diskussion des Primärzerfalls noch einmal deutlich.

Neben der Turbulenz wird in der Düse Kavitation provoziert, welche den Primärzerfall zusätzlich unterstützen und so zu einer weiteren Beschleunigung der Kraftstoffverdampfung führen kann. Hierbei ist zu beachten, dass Kavitation nicht nur positive Auswirkungen hat, sondern auch eine erhöhte Geräusentwicklung, Errosionsschäden an der Düseninnenkontur und Sprayinhomogenität verursachen kann. Es ist möglich, dass der Implosionsdruck der Kavitationsblasen Werte über 10000 bar erreicht [119]. Zur Quantifizierung der Kavitationsintensität wird die dimensionslose Kavitationszahl  $Ka$  verwendet:

$$Ka = \frac{p_{\infty} - p_v(T_{\infty})}{\frac{1}{2} \cdot \rho_{Krst} \cdot v_{Krst}^2} \quad (2.8)$$

mit

- $p_{\infty}$ : Druck der ungestörten Kraftstoffströmung
- $p_v(T_{\infty})$ : Dampfdruck des Kraftstoffs bei der in der ungestörten Strömung vorherrschenden Temperatur

Je geringer der  $Ka$ -Wert, desto wahrscheinlicher ist das Auftreten von Kavitation, wobei eine kritische Kavitationszahl  $Ka_{krit}$  den Übergang zur kavitativen Strömung, d.h. das Auftreten erster Kavitationskeime markiert. Die kritische Kavitationszahl wird jedoch von mehreren veränderlichen Größen beeinflusst [151]:

- Die zunehmende Dehn- bzw. Streckbarkeit des flüssigen Kraftstoffs senkt  $Ka_{krit}$ .
- Da die Bläschenbildung und das Bläschenwachstum eine gewisse Zeit in Anspruch nehmen, sinkt  $Ka_{krit}$  mit abnehmender Verweildauer des Kraftstoffs im Beobachtungsvolumen.

- Eventuell bereits vorhandene Gaseinschlüsse im flüssigen Kraftstoff führen zu einem Anstieg von  $Ka_{krit}$ .
- Durch die Viskositätsabhängigkeit besteht auch eine Korrelation zwischen  $Ka_{krit}$  und der Reynolds-Zahl.
- Turbulenz kann  $Ka_{krit}$  erhöhen.

Die zahlreichen Einflussgrößen auf  $Ka_{krit}$ , welche im Versuch nur eingeschränkt erfasst oder gar konstant gehalten werden können, erschweren eine gezielte Sprayuntersuchung beim Übergang von kavitationsfreier zu kavitierender Lochströmung. Ist die Kavitationsströmung jedoch vollständig ausgebildet, haben die genannten Einflussgrößen nur noch eine untergeordnete Bedeutung. Um die Handhabung und den Vergleich bei experimentellen Untersuchungen zu vereinfachen, wird statt der strömungsmechanischen Kavitationszahl  $Ka$  häufig eine vereinfachte Berechnung nach dem Druckverhältnis zwischen kavitationsfördernder Kraft ( $p_{Krst}-p_{Zyl}$ ) und kavitationsverhindernder Kraft ( $p_{Zyl}-p_v$ ) verwendet:

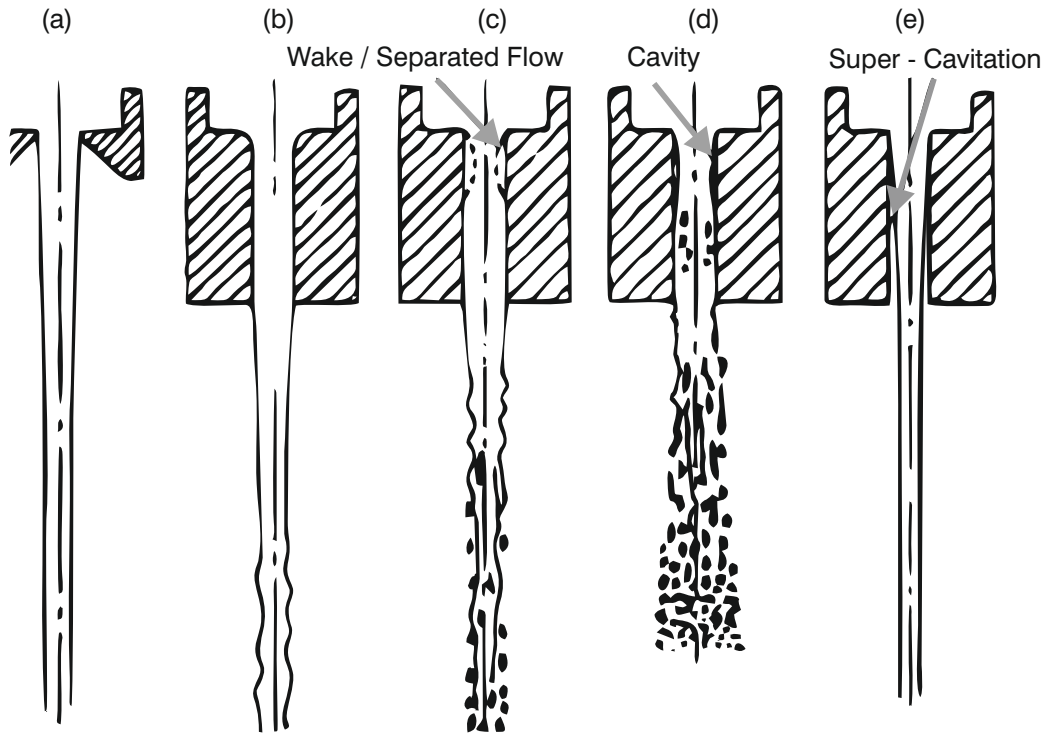
$$Kn = \frac{p_{Krst} - p_{Zyl}}{p_{Zyl} - p_v} \quad (2.9)$$

Nach dieser Definition hat sich in zahlreichen Untersuchungen bei Reynolds-Zahlen zwischen 5000 und 30000 eine kritische Kavitationszahl  $Kn_{krit}$  zwischen 0.5 und 10 eingestellt [47, 6, 141]. Dabei konnten von Gilles-Birth et al. [47] verschiedene Kavitationsstrukturen in Form von Gasblasen, einem Gasfilm oder einzelnen Gasstreifen beobachtet werden.

Bei der Bewertung verschiedener Einflussgrößen (Zylinderdruck, Kraftstoffe verschiedener Flüchtigkeit und Injektortemperaturen) auf die Düseninnenströmung von Serras-Pereira et al. [151] hat sich gezeigt, dass die Injektortemperatur durch ihre Kopplung mit der Kraftstofftemperatur und damit dem Dampfdruck die größten Auswirkungen hat. Durch die Überhitzung ( $T_{Injektor} = 120^\circ\text{C}$ ) der leichtsiedenden Kraftstoffbestandteile bildeten sich Dampfbläschen, welche am Düsenaustritt implodierten und so zu einem schnelleren Sprayaufbruch führten. Dieser Effekt konnte im Allgemeinen durch die Kraftstoffeigenschaften (Viskosität, Oberflächenspannung, Siedeverhalten) und den Zylinderdruck unterstützt oder gedämpft werden. Nach Dumont et al. [32] bewirkt Kavitation eine Verringerung der effektiven Lochfläche und damit eine Erhöhung der Austrittsgeschwindigkeit, welches den primären Strahlzerfall verbessert.

Wird die Kavitationsintensität mehr und mehr gesteigert, ist eine zunehmende Ablösung der Strömung (Vergrößerung der Grenzschicht) von der Düseninnenwand zu beobachten. Dehnt sich das Kavitationsgebiet bis zum Düsenaustritt aus, tritt die sogenannte „Superkavitation“ (hydraulic flip) auf, welche durch Strahleinschnürung den Sprayaufbruch wieder verschlechtert [2, 169]. Die verschiedenen Kavitationsphänomene und ihre Auswirkung auf den im folgenden Abschnitt behandelten Primärzerfall

sind in Abbildung 2.18 an einer Einloch-Voraus-Düse nach Hiroyasu et al. [59] zusammengefasst.



**Abbildung 2.18:** Schematische Darstellung der Kavitationsphänomene und des zugehörigen Strahlzerfalls bei axialsymmetrischen Spritzlochströmungen [59]

Die Abbildung zeigt für kurze Spritzlochlängen (a) und runde Einlasskanten (b) eine kavitationsfreie Düseninnenströmung und einen zusammenhängenden Strahl im düsen nahen Bereich. Durch die Bildung eines Rückströmgebietes hinter der Einlasskante wird ein düsenferner aerodynamischer Strahlzerfall provoziert (c). Die Zerstäubung im düsen nahen Bereich wird erst durch den Aufbau eines Kavitationsgebietes hinter der Einlasskante erreicht (d). Dehnt sich dieses Kavitationsgebiet von der Einlasskante bis zum Düsenaustritt aus, entsteht die bereits genannte Superkavitation (e). Das Phänomen wurde von Soteriou et al. [158] an einem schräg angeströmten Spritzloch, wie es bei Diesel- und Ottoinjektoren eingesetzt wird, detailliert untersucht. Dabei konnte als Vorstufe zur Superkavitation auch eine partielle Superkavitation, welche durch das Umlenken des Kraftstoffs verursacht wurde, beobachtet werden. Befrui et al. [11] befassten sich experimentell und numerisch mit Kavitation und Superkavitation in einer konischen Düse (Kegelspray) eines Otto-Drallinjektors mit Einspritzdrücken zwischen 50 und 200 bar. Dabei konnten mehrere Kavitationsgebiete im Bereich der Kegeldüse identifiziert und numerisch nachgebildet werden. Eine umfassende Darstellung der Düseninnenströmung und des Primärzerfalls hat Stahl im Rahmen seiner Dissertation „Experimentelle und numerische Untersuchung des primären Strahlzerfalls von Druckzerstäubern“ [169] angefertigt. Zudem sei auf die Arbeit von Walther zum Thema

„Quantitative Untersuchungen der Innenströmung in kavitierenden Dieseleinspritzdüsen“ [186] und die von Blessing zum Thema „Untersuchung und Charakterisierung von Zerstäubung, Strahlausbreitung und Gemischbildung aktueller Dieseldirekteinspritzsysteme“ [14] zur weiterführenden Betrachtung verwiesen.

Wie in diesem Abschnitt verdeutlicht, ist das Ziel hinter der Turbulenz- und Kavitationserzeugung im Spritzloch, den Sprayaufbruch hinter dem Lochaustritt (Primärzerfall) zu fördern, um eine große freie Sprayoberfläche zu schaffen und so die Verdampfungsbedingungen zu verbessern. Der Primärzerfall wird im Folgenden diskutiert.

**Primärzerfall** Am Düsenaustritt zerfällt der Kraftstoffstrahl, wobei dieser Zerfall von mehreren Randbedingungen beeinflusst wird. Abhängig von der Düsengeometrie (Innenströmung), der Relativgeschwindigkeit des Kraftstoffstrahls zum umgebenden Gas sowie den physikalischen Kraftstoff- und Gaseigenschaften wirken verschiedene Strahlaufbruchmechanismen. Zur Einteilung des Sprays in die verschiedenen Zerfallsarten wird es durch dimensionslose Kennzahlen, in welche die beeinflussenden Randbedingungen eingehen, beschrieben. Neben der bereits eingeführten Reynolds-Zahl (Gl. 2.7) wird dazu die Weber-Zahl  $We$  verwendet. Sie beschreibt das Verhältnis von deformierenden (Trägheit) zu stabilisierenden (Oberflächenspannung  $\sigma_{Krst}$ ) Kräften am Tropfen (Tr):

$$We = \frac{\rho_{Krst} \cdot v_{Krst,Tr}^2 \cdot D_{SL}}{\sigma_{Krst}} \quad (2.10)$$

Ohnesorge [115] hat durch Verhältnisbildung aus Weber- und Reynolds-Zahl eine weitere dimensionslose Kenngröße eingeführt und mit dem Ohnesorgediagramm eine Möglichkeit gefunden, den vorherrschenden Primärzerfallsmechanismus in Abhängigkeit der Ohnesorge- und Reynolds-Zahl darzustellen. Für die Ohnesorgezahl  $Oh$  ergibt sich folgende Definition:

$$Oh = \frac{\sqrt{We}}{Re} = \frac{\eta_{Krst}}{\sqrt{\rho_{Krst} \cdot \sigma_{Krst} \cdot D_{SL}}} \quad (2.11)$$

Abbildung 2.19 zeigt das von Durst et al. [33] ergänzte Ohnesorgediagramm. Während Ohnesorge eine Aufteilung in vier Regime vorgesehen hatte, haben Durst et al. das Rayleigh Regime in die zwei Bereiche „Abtropfen“ (I) und „Zertropfen“ (II) unterteilt. Bereich III markiert den ersten windinduzierten Aufbruchsbereich „Zerwellen“ und Bereich IV den zweiten windinduzierten Aufbruchsbereich, in dem im Kern nach wie vor „Zerwellen“ beobachtet werden kann, während in den Randbereichen bereits „Zerstäuben“ auftritt. Bereich V umfasst das Zerfallsregime reiner Zerstäubung.

Bei Direkt-Einspritzsystemen für Otto- und Dieselmotoren ist das Zerfallsregime V „Zerstäuben“ das Ziel der Düsenauslegung, um eine bestmögliche Gemischaufberei-

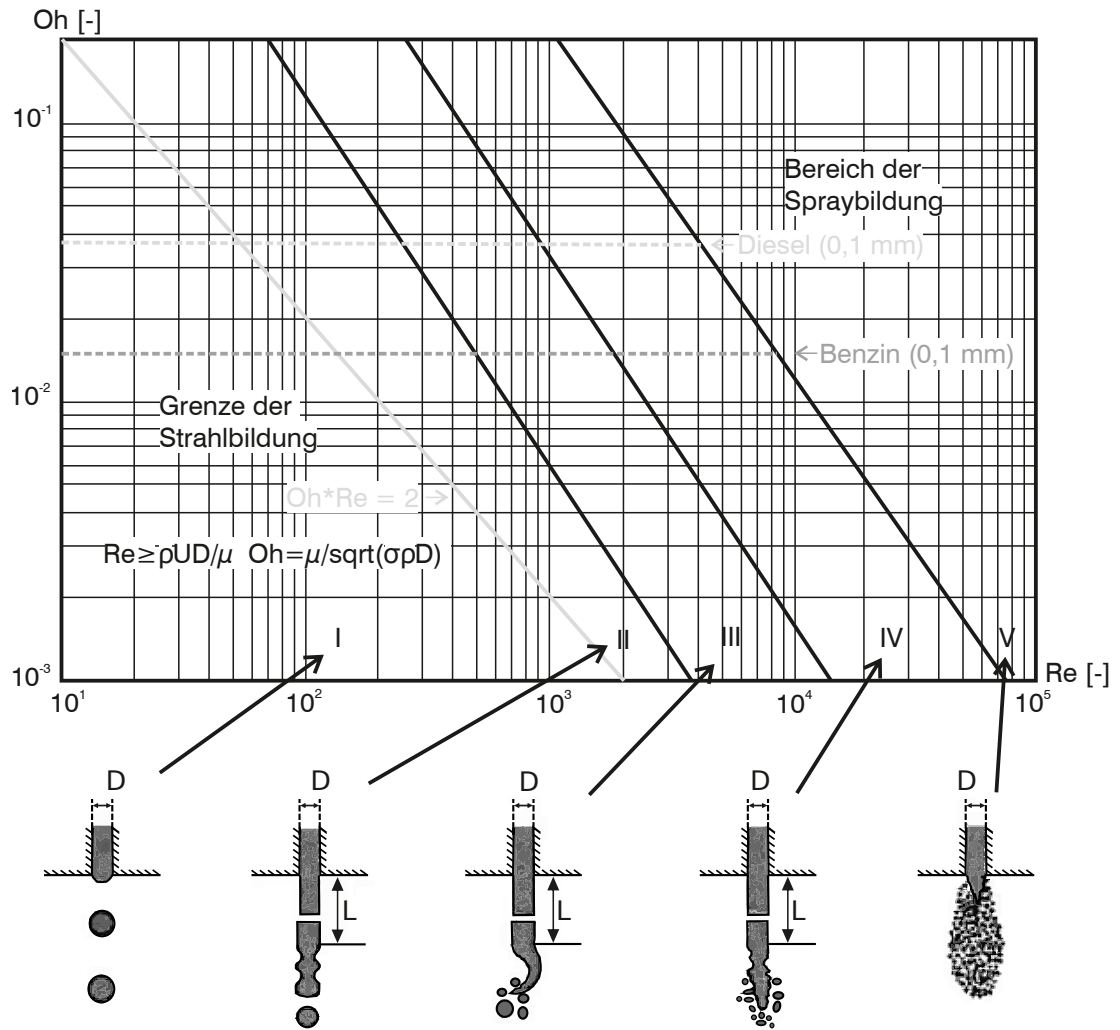
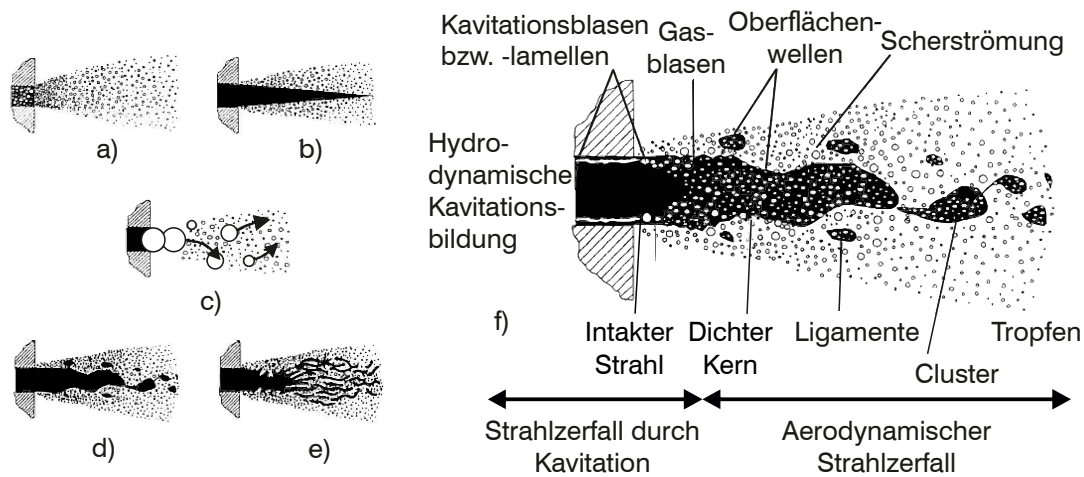


Abbildung 2.19: Strahlzerfallsregime im Ohnesorge-Diagramm aus [33] nach [115]

tung zu erreichen. Darum wird auch nur dieses Regime im Folgenden genauer diskutiert. Bei der Zerstäubung setzt der Strahlaufruch direkt am Düsenaustritt ein. Mit zunehmender Strahlgeschwindigkeit nimmt die Länge des dichten flüssigen Strahlkerns ab. Die Mechanismen des Strahlaufruchs bei der Zerstäubung sind noch nicht in vollem Umfang erforscht, da die Ausprägung der hochturbulenten Strömung, wie eingangs erwähnt, von zahlreichen Randbedingungen abhängt und zudem die messtechnische Erfassung der Innenströmung nur eingeschränkt möglich ist. Abbildung 2.20 zeigt verschiedene Modellvorstellungen für den Strahlzerfall bei Zerstäubung wie sie von Fath et al. [39] sowie Yule und Salters [193] veröffentlicht wurden.

In Bild a) ist eine vollständige Zerstäubung unmittelbar am Düsenaustritt dargestellt. In Bild c) haben die Tropfen am Düsenaustritt die Größe des Lochdurchmessers und zerfallen im weiteren Strahlverlauf. Das Modell in Bild b) geht von einem ortsfesten flüssigen Kern aus, an dessen Rand sich kleine Tropfen absplalten. Unter der Annah-

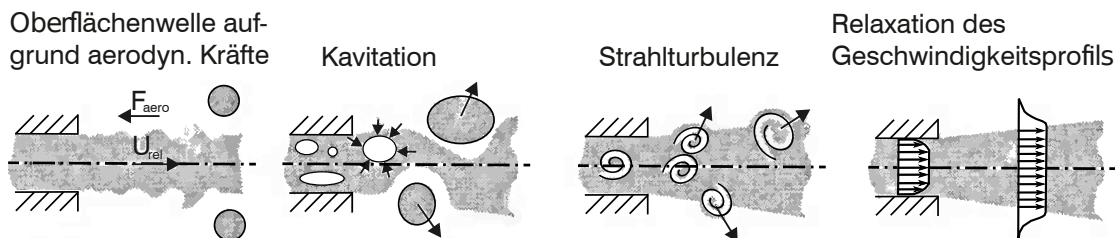




**Abbildung 2.20:** Schematische Modellvorstellungen für den Strahlzerfall bei der Zerstäubung nach Fath et al. [39]

me, dass der flüssige Kern nicht ortsfest ist, da aerodynamische Kräfte an ihm wirken, leitet sich Modell d) ab. In Modellvorstellung e) wird das Spray als eine ungeordnete Zusammenstellung von Flüssigkeitsschichten und -ligamenten betrachtet, welche nach und nach in einzelne Tropfen zerfallen. Das Modell in Bild f) berücksichtigt den Kavitationseinfluss und nimmt daher das Ablösen von Ligamenten und Tropfen im düsen nahen Bereich an.

Diese Modellvorstellungen sind im Hinblick auf die Ableitung numerischer Modelle hilfreich, zeigen jedoch einmal mehr, dass verschiedene einzelne Mechanismen auf den Primärzerfall einwirken und so die Ausprägung innerhalb des Zerstäubungsregimes stark beeinflussen. Die Düseninnenströmung spielt dabei eine wesentliche Rolle, wie bereits im vorherigen Abschnitt diskutiert. Sind der Grad der Turbulenz und der Kavitation sowie die aerodynamischen Kräfte die wesentlichen Einflussgrößen, ergibt sich nach Baumgarten [8] die in Abbildung 2.21 gezeigte Zusammenstellung der grundlegenden Mechanismen des Primärzerfalls, welche die vorausgegangenen Betrachtungen zur Düseninnenströmung und zum Primärzerfall zusammenfassen. Baumgarten schreibt dabei der indirekten turbulenz erhöhenden Wirkung der Kavitation die größte Bedeutung zu, um den Strahlaufbruch zu intensivieren.



**Abbildung 2.21:** Grundlegende Mechanismen des Primärzerfalls [8]

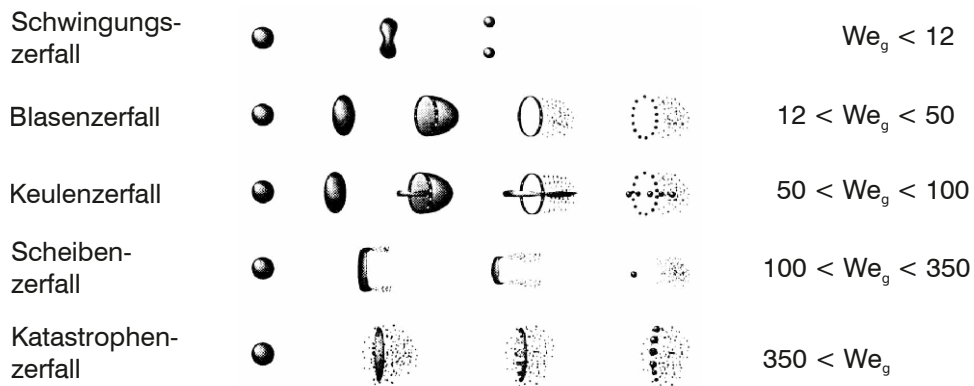
**Sekundärzerfall** Der Sekundärzerfall beschreibt die Verdampfung des Kraftstoffs und ist durch die Wechselwirkung zwischen aerodynamischen Kräften und den Kraftstofftropfen sowie den Tropfen untereinander geprägt. Zunächst bewirkt die Relativgeschwindigkeit zwischen der Flüssig- und der Gasphase einen weiteren Zerfall der instabilen Tropfen. Dazu muss der von außen auf den Tropfen wirkende Druck mindestens so groß sein wie der Innendruck:

$$\frac{\rho_g \cdot v_{Krst,Tr}^2 \cdot c_{w,Tr}}{2} \geq \frac{4\sigma_{Krst}}{D_{Krst,Tr}} \quad (2.12)$$

Unter der Annahme, dass der Widerstandsbeiwert des Tropfens  $c_{w,Tr}$  zwischen dem einer Kugel und dem einer Platte liegt, kann die kritische Weber-Zahl, ab der Tropfenzerfall auftritt, berechnet werden:

$$We_{krit} = \frac{8}{c_{w,Tr}} \quad (2.13)$$

Für Ottokraftstoff wird in der Literatur die kritische Weber-Zahl zwischen 10 und 12 angegeben [94, 95]. Wie schon beim Primärzerfall wird auch der Sekundärzerfall in verschiedene Regime eingeteilt. Da die aerodynamischen Kräfte den Zerfall maßgeblich bestimmen, erfolgt die Zuordnung anhand der Weber-Zahl im Gas. Abbildung 2.22 zeigt die aerodynamischen Zerfallsmechanismen nach Pilch und Erdmann [121].



**Abbildung 2.22:** Aerodynamische Zerfallsmechanismen des Sekundärzerfalls nach Pilch und Erdmann [121]

Der erste der fünf Zerfallsmechanismen ist der Schwingungszerfall (1). Der Tropfen schwingt dabei mit seiner kleinsten Eigenfrequenz bis er auseinanderreißt. Beim zweiten Zerfallsregime, dem Blasenzzerfall (2), verformt sich der Tropfen zunächst zu einer Scheibe und baucht anschließend ähnlich dem Aufpusten einer Seifenblase aus, bis er zerplatzt. Der Keulenzzerfall (3) ähnelt dem Blasenzzerfall, jedoch bildet sich bei ihm

im Zentrum der ausbauchenden Scheibe eine zur Anströmung parallele Flüssigkeits säule aus. Diese zerfällt beim Zerplatzen der Membran in einzelne Ligamente. Der Zerfallsmechanismus „stripping break“ oder auch Scheibenzerfall (4) beschreibt das Abrunden der Tropfenaußenseite und das Herauslösen eines Tropfens durch aerodynamische Kräfte. Mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit (und damit steigender Weber-Zahl) werden mehr und mehr Tröpfchen aus dem verformten Tropfen herausgelöst, bis es beim Katastrophenzerfall (5) zum vollständigen Zerfall in viele kleine Tröpfchen kommt.

Am Ende der Kraftstoffeinbringung steht die Verdampfung der kleinen Kraftstofftröpfchen. Die dazu notwendige Verdampfungsenthalpie wird der Umgebung entzogen. Da Kraftstoff keinen Siedepunkt, sondern eine Siedelinie besitzt, werden zunächst die leichtsiedenden Bestandteile in die Gasphase überführt, so dass mit abnehmendem Tropfendurchmesser der Anteil hochsiedender Bestandteile wie aromatische Verbindungen ansteigt. Gleichzeitig ist zu beachten, dass der Tropfenaufheizprozess mit zunehmendem verdampften Anteil langsamer abläuft, da der Kraftstoffdampf um den Tropfen den Wärmetransport aus der Gasphase behindert. Dies erklärt noch einmal, warum ein möglichst schneller Strahlaufbruch mit kleinen Tropfen angestrebt wird. Für eine weiterführende Betrachtung wird auf die Arbeiten von Lefebvre [94], Gebhard [45] und Zuo et al. [197] verwiesen.

Die Betrachtung der Düseninnenströmung sowie des Primär- und Sekundärzerfalls hat gezeigt, dass die Strömungsgeschwindigkeit des Kraftstoffs einen signifikanten Einfluss auf den Strahlaufbruch und in Konsequenz auch auf die Kraftstoffverdampfung hat. Eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit erhöht die Reynolds-Zahl (Gl. 2.7), senkt die Kavitationszahl (Gl. 2.8) und erhöht die Weber-Zahl (Gl. 2.10). Eine Maßnahme, um die Strömungsgeschwindigkeit zu erhöhen, ist die Steigerung des Kraftstoffdrucks, mit dem der Kraftstoff in die Düse bzw. den Brennraum gepresst wird. In aktuellen Serienmotoren sind Einspritzdrücke bis 200 bar etabliert. Für Einzelanwendungen (z.B. im Motorsport) sind bereits Einspritzsysteme mit einem Systemdruck von bis zu 500 bar verfügbar. Im Forschungsbereich wird am Institut für Kolbenmaschinen des Karlsruher Institut für Technologie seit einigen Jahren das ottomotorische Brennverfahren mit Einspritzdrücken bis 1000 bar dargestellt und auf sein Potenzial zur Verbrauchs- und Emissionsreduzierung untersucht [21, 84, 145, 146]. Dazu werden Einspritzkomponenten aus dem dieselmotorischen Bereich verwendet und die Ausrichtung der Einspritzstrahlen dem Brennverfahren entsprechend angepasst. Die Messungen konnten zeigen, dass durch eine Anhebung des Einspritzdrucks die Gemischbildung und in Folge die Verbrennung speziell im Motorbetrieb mit Ladungsschichtung signifikant verbessert werden kann. Neben dem Kraftstoffdruck kommt der Gestaltung der Einspritzlöcher ebenfalls eine signifikante Bedeutung auf die Strömungsgeschwindigkeit (Spritzlochquerschnitt) im Allgemeinen sowie die Kavitationsneigung (Kraftstoffumlenkung, Oberflächenbeschaffenheit der Spritzlöcher) und den Primärzerfall (Spritzlochform) im Speziellen zu [73, 87].

Überdies werden die die Düseninnenströmung und den Strahlzerfall beschreibenden dimensionslosen Kennzahlen auch von den Kraftstoffeigenschaften wie Dichte und Oberflächenspannung beeinflusst. In Verbindung mit der in Unterkapitel 2.2 beschriebenen Bedeutung der aromatischen Kohlenwasserstoffverbindungen auf die Bildung von Rußvorläufern im Rahmen der Acetylen-Hypothese kann der Kraftstoff sowohl als ein allgemein auf die Gemischbildung als auch als ein im Besonderen auf den Partikelaustritt wirkender Faktor betrachtet werden. Im Hinblick auf die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen zum Einfluss verschiedener Ottokraftstoffe auf den Partikelaustritt wird im folgenden Abschnitt die Auswirkung verschiedener Kraftstoffe auf den Motorprozess diskutiert.

## Kraftstoff

Die endliche Verfügbarkeit von fossilen Kraftstoffen fordert die Suche und Entwicklung nachhaltiger Alternativen, welche eine langfristige Mobilität sicherstellen. Die Erhöhung des Alkoholgehalts aktueller fossiler Kraftstoffe durch Zugabe von nachhaltig produziertem Biokraftstoff ist ein aussichtsreicher Ansatz. Heute ist Ethanol der weltweit verbreitetste Biokraftstoff. Neben dem wesentlichen Vorteil der höheren Klopffestigkeit im Vergleich zu handelsüblichem Ottokraftstoff (RON 95) birgt er Nachteile wie z.B. eine erhöhte Verdampfungsenthalpie, einen geringeren Heizwert und eine höhere Korrosivität. Butanol wird als vielversprechende Alternative zu Ethanol diskutiert. Die Vorteile von Butanol gegenüber Ethanol als (anteiligem) Otto-Ersatzkraftstoff wurden bereits vor einigen Jahren durch experimentelle Untersuchungen belegt [185] und von Regalbuto et al. [129] aus verschiedenen Veröffentlichungen zusammengefasst. Butanol ist weniger korrosiv und hydrophil, weshalb der Einsatz in Verbrennungsmotoren und der bestehenden Kraftstoffinfrastruktur (Leitungen, Tanks, etc.) ohne materialseitige Anpassungen möglich ist. Außerdem besitzt Butanol einen höheren unteren Heizwert (Butanol:  $36.4 \text{ MJ/kg}$ ; Ethanol:  $24.8 \text{ MJ/kg}$ ) sowie eine geringere Verdampfungswärme (Butanol:  $\approx 590 \text{ J/g}$ ; Ethanol:  $\approx 910 \text{ J/g}$ ), wobei der letzte Aspekt allein betrachtet nicht zwangsläufig zu einem besseren Verdampfungs- bzw. Gemischbildungsverhalten führen muss. Von Aleifers und van Romunde [1] wurden umfassende Sprayuntersuchungen an einer Druckkammer durchgeführt, um den Kraftstoffeinfluss auf die Sprayausbreitung und den Strahlaustritt genauer zu analysieren. Es zeigte sich, dass Butanol trotz geringerer Verdampfungswärme ein schlechteres Zerstäubungsverhalten aufweist als Ethanol. Die vergleichsweise höhere Viskosität und Oberflächenspannung von Butanol führen beim Strahlaustritt zu einem größeren mittleren Tropfendurchmesser und entsprechend schlechterem Zerstäubungsverhalten. In Verbindung mit der ebenfalls höheren Siedetemperatur ist in Summe ein schlechteres Verdampfungsverhalten zu erwarten. Die ähnlichen chemischen Eigenschaften von Butanol und handelsüblichem Ottokraftstoff erlauben es, den Verbrennungsmotor mit beliebiger Butanolkonzentration im Kraftstoff zu betreiben, ohne den Verbrennungsprozess signifikant zu beeinflussen [171].

Bei der genauen Bewertung von Butanol als Ersatzkraftstoff ist jedoch das jeweils verwendete Isomer zu berücksichtigen [129]. Bezüglich des Rußbildungspotenzials der verschiedenen Isomere konnten nur Untersuchungsergebnisse an Brennerflammen ermittelt werden. Hier wurde beobachtet, dass bei der Verbrennung von tert- und Isobutanol mehr Rußvorläufer gebildet werden, als bei den übrigen Isomeren [116]. Inwieweit diese an einer Brennerflamme in Sauerstoffumgebung gewonnenen Ergebnisse auf den Verbrennungsprozess eines Ottomotors übertragen werden können, ist jedoch unklar. Bezüglich des Herstellungsprozesses ist es möglich, die verschiedenen Isomere aus handelsüblichem Kraftstoff zu erzeugen. Bei der Gewinnung aus regenerativen Energieträgern werden jedoch hauptsächlich die geradkettigen Isomere 1-Butanol und n-Butanol gebildet [72].

Eine Gegenüberstellung des Emissionsverhaltens eines modernen Einzylindermotors mit zentraler Injektorlage beim Betrieb mit reinem Ethanol, Butanol und handelsüblichem RON 95 Kraftstoff wurde 2011 von Thewes et al. [173] veröffentlicht. Ausgehend von den Messwerten beim Betrieb mit RON 95 beobachteten die Autoren eine Zunahme der Kohlenwasserstoff- und Partikelemissionen beim Motorbetrieb mit Butanol, im Besonderen mit 1-Butanol, während der Ethanolkraftstoff lediglich zu einem Anstieg der HC-Emissionen führte. Als Ursache für die erhöhten Emissionen wurde eine unzureichende Gemischbildung durch Messung erhöhten Kraftstoffeintrags ins Motoröl identifiziert. Die Beobachtungen passen zu den Ergebnissen von Jin et al. [72], welche mit zunehmendem Butanolanteil im Kraftstoff einen Anstieg der Benzolvorläufer Propen, 1,3 Butadien und Acetylen messen konnten. Die Bedeutung von Benzol bzw. Acetylen auf den Partikelbildungsprozess wurde bereits diskutiert (siehe Unterkap. 2.2). Der Einfluss von erhöhtem Ethanol- und Butanolanteil im Kraftstoff auf die Partikelemissionen eines Ottomotors mit Direkteinspritzung wurde durch Lee et al. [91] untersucht. Die Autoren konnten sowohl mit E10 (10 Vol% Ethanol) als auch mit isoB16 (16 Vol% Isobutanol) eine Zunahme der Partikelemissionen im Vergleich zu RON 95 Kraftstoff beobachten. Als Ursache werden die bereits angesprochenen Nachteile beim Strahlaufbruch und Verdampfungsverhalten vermutet. Auf der anderen Seite führt der Betrieb mit E85 (85 Vol% Ethanol) zu einem deutlichen Rückgang des Partikelaustrages. Eine mögliche Erklärung ist, dass der hohe Sauerstoffanteil im E85 Kraftstoff die Gemischbildung und den Partikeloxidationsprozess soweit positiv beeinflusst, dass die Nachteile des schlechteren Strahlaufbruchs als Ergebnis der höheren Oberflächenspannung und Viskosität sowie des generell schlechteren Verdampfungsverhaltens überkompensiert werden.

Wie bereits angesprochen begünstigen Benzol bzw. aromatische Kohlenwasserstoffe generell die Partikelbildung (siehe Unterkap. 2.2). Ein reduzierter Aromatengehalt im Kraftstoff ist daher ein vielversprechender Ansatz, das Partikelemissionsniveau im gesamten Betriebsbereich abzusenken. Im Anwendungsfeld handgeführter Arbeitsgeräte ist aromatenfreier Kraftstoff (Alkylatbenzin) bereits etabliert. Nachdem die karzinogene Wirkung aromatischer Verbindungen nachgewiesen werden konnte, wurde für den Gerätebetrieb in öffentlichen Bereichen die Verwendung von Alkylatbenzin vom Gesetzgeber vorgeschrieben. Entsprechend befassen sich die bisher veröffentlichten Unter-

suchungen mit besagtem Kraftstoff hauptsächlich mit der Bewertung der gasförmigen Emissionen kleiner 2- und 4-Takt-Ottomotoren. Ein großer Teil der Ergebnisse der bis zum Jahr 2008 durchgeführten Forschungsarbeiten ist im Abschlussbericht „Einsatzfelder und Nutzen des Alkylatbenzins - Ein Lagebericht“ [41] zusammengefasst. In neueren Veröffentlichungen wurde bereits der Einfluss von Alkylatkraftstoffen mit erhöhtem Alkoholanteil untersucht [12] und das Potenzial solcher Mischkraftstoffe auch für Motoren anderer Anwendungsfelder bewertet [9]. Im PKW-Bereich sind bisher nur wenige Ergebnisse veröffentlicht, welche Alkylatbenzin als Ersatzkraftstoff diskutieren und den Einfluss auf den Verbrennungsprozess und das Emissionsverhalten bewerten. Vuk und Vander Griend [184] haben mit drei verschiedenen Serien-Fahrzeugen den FTP-75 und US06 Fahrzyklus absolviert und dabei Kraftstoffe mit verschieden hohem Aromatengehalt verwendet. Die Messergebnisse lassen die Autoren vermuten, dass lediglich Aromaten mit hohem Siedepunkt zu zunehmender Partikelbildung führen, verweisen jedoch auch auf Folgeuntersuchungen, um diese These zu überprüfen bzw. die innermotorischen Vorgänge genauer zu verstehen.

Die Untersuchungsergebnisse der vorliegenden Arbeit bewerten den Einfluss von Ottokraftstoff mit unterschiedlichem Ethanol-, Butanol- und Aromatengehalt auf die Partikelemissionen und Laufruhe im Katalysatorheizbetrieb. Da das Aufheizen des Katalysators spezielle Anforderungen an den Motorbetrieb stellt, wird die Betriebsphase im folgenden letzten Teil des Grundlagenkapitels genauer vorgestellt.

## 2.4.2 Katalysatorheizbetrieb

Um die international geltenden Abgasgrenzwerte zu erfüllen und den Ausstoß gasförmiger Schadstoffe (HC, NO<sub>x</sub>, CO) möglichst gering zu halten, werden Fahrzeuge mit Ottomotor mit einem Drei-Wege-Katalysator ausgestattet, welcher unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid oxidiert sowie Stickoxide reduziert. Damit sowohl die Oxidation als auch die Reduktion möglich ist, bedarf es zum einen eines nahezu stöchiometrischen Luft-Kraftstoff-Verhältnisses im Abgas ( $\lambda_{\text{Abgas}} \approx 1.00$ ) und zum anderen das Erreichen der „Anspringtemperatur“ des Katalysators (für Benzin im Bereich 250-350 °C), ab der eine nahezu vollständige Konvertierung überhaupt erst möglich ist. Nach dem Motorstart ist es daher das Ziel, die Betriebstemperatur des Katalysators schnellstmöglich zu erreichen und das Niveau der bis dahin unkonvertiert ausgestoßenen Schadstoffe gering zu halten. Dazu wird der Motor im sogenannten „Katalysatorheizbetrieb“ betrieben, dessen Ziel die Darstellung eines hohen Abgasenthalpiestroms zur schnellen Erwärmung des Monolithen ist. Die Höhe des Enthalpiestroms in den Katalysator hängt dabei einerseits vom Abgasmassenstrom  $\dot{m}_{\text{AV}}$ , welcher sich aus dem Kraftstoffmassenstrom  $\dot{m}_{\text{Krst}}$  und dem Luftmassenstrom  $\dot{m}_{\text{Luft}}$  zusammensetzt, und andererseits von dessen Temperatur  $T_{\text{Abgas}}$  im Vergleich zur Umgebungstemperatur  $T_{\text{Umgebung}}$  ab. Im Rahmen dieser Arbeit wurde der auf das Hubvolumen  $V_{\text{H}}$  normierte spezifische Abgasenthalpiestrom  $\dot{h}_{\text{Abgas, VH}}$  nach folgender Formel angenähert:

$$\dot{h}_{Abgas,VH} = \frac{c_{p,Abgas} \cdot (\dot{m}_{Krst} + \dot{m}_{Luft}) \cdot (T_{Abgas} - T_{Umgebung})}{V_H} \quad (2.14)$$

Die spezifische Wärmekapazität  $c_{p,Abgas}$  wurde nach Vogt [181] in Abhängigkeit des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses  $\lambda$  und der Abgastemperatur  $T_{Abgas}$  angenähert:

$$c_{p,Abgas} = a + b \cdot T_{Abgas} \quad (2.15)$$

mit

- $a = 1.155 \cdot \lambda^{-0.1067} [kJ/kg \cdot K]$
- $b = 6.48 \cdot 10^{-5} [kJ/kg \cdot K^2]$

Zur Darstellung einer hohen Abgastemperatur wird im Katalysatorheizbetrieb der Zündzeitpunkt (ZZP) nach „spät“ bis weit hinter den oberen Totpunkt verschoben (ZZP  $\approx$  20-40 °KW n. ZOT). So wird die chemische Energie des Kraftstoffs während der Verbrennung nur zu einem geringen Teil in Volumenänderungsarbeit umgesetzt. Der weitaus größere Anteil verlässt den Brennraum als Wärmestrom. Die Spätverstellung des Zündzeitpunkts bei konstanter Motorlast bewirkt dabei gleichzeitig eine Zunahme der Abgastemperatur (abnehmender Abstand zwischen ZZP und „Auslass öffnet“) und des Abgasmassenstroms (Entdrosselung des Motors, um trotz Spätverstellung des ZZP die Last zu halten).

Bedingt durch die im Katalysatorheizbetrieb große eingespritzte Kraftstoffmenge, die vergleichsweise schwache Ladungsbewegung und die kalten Brennraumwände, stellt die Umsetzung eines stabilen Motorbetriebs mit geringen Partikelemissionen eine Herausforderung dar [122]. Die Qualität der Gemischbildung als Funktion von Injektor- und Kraftstoffeigenschaften, Zylinderinnenströmung bzw. Ladungsbewegung sowie weiteren motorischen Betriebsparametern hat in diesem Zusammenhang eine große Bedeutung. Liegt der Fokus der vorliegenden Arbeit zwar hauptsächlich auf der Bewertung der Partikelemissionen und der sie beeinflussenden Parameter, gilt es dennoch im Hinblick auf die Übertrag- und Anwendbarkeit der Ergebnisse stets auch die gasförmigen Emissionen, den Abgasenthalpiestrom und das Niveau der Verbrennungsschwankungen  $p_{mi,st}$  zu berücksichtigen. Durch die im Katalysatorheizbetrieb nicht einsatzbereite Abgasnachbehandlung sind alle Schadstoffrohmissionen gering zu halten und aus NVH/Komfort-Gründen auf geringe Verbrennungsschwankungen zu achten.

In der Literatur wird eine Anpassung der Einspritzstrategie als zielführender Ansatz zur Absenkung der Partikelemissionen vorgestellt. Speziell an Ottomotoren mit zentraler Injektorlage und Hohlkegelspray konnte gezeigt werden, dass eine Betriebsstrategie mit einer kurzen zündungsnahen Einspritzung und einem global leicht mageren Luft-Kraftstoff-Gemisch einen relativ schwankungsarmen Motorbetrieb mit geringen Partikelemissionen ( $< 1 \cdot 10^5 \# / cm^3$ ) ermöglicht [3, 122]. Da mit dem weit öffnenden

Hohlkegelspray im Vergleich zur Mehrlochdüse in der Regel kürzere freie Strahllängen bis zur Brennraumwand einhergehen, bietet speziell die Kombination aus A-Düse und Piezoansteuerung das Potenzial, um durch eine Mehrfacheinspritzung eventuelle Bauteilinteraktion zu vermeiden und die Gemischaufbereitung zu verbessern. Reck [128] konnte in seiner Dissertationsschrift zeigen, dass durch die Umstellung der Katalysatorheizstrategie von einer 4-fach- auf eine 8-fach-Einspritzung und Optimierung der einzelnen Einspritzzeiten mit Hilfe statistischer Versuchsplanung (DoE) die Partikelemissionen in den ersten 70 s des NEFZ um über 90 % reduziert werden konnten. Um den Gemischbildungsprozess mit Mehrlochinjektoren weiter zu verbessern und speziell den Anforderungen nach genauer Kraftstoffzumessung auch im Kleinstmengenbereich nachzukommen, werden die Einspritzsysteme stetig weiterentwickelt. Kufferath et al. [87] veröffentlichten dazu das Potenzial neuer Fertigungsmöglichkeiten und Softwarelösungen (Controlled Valve Operation). Durch Umstellung der Einspritzlochfertigung vom Erodierverfahren auf Bohren mittels Ultrakurzpulslaser werden neue Freiheitsgrade in der individuellen Lochgeometrie und eine höhere Oberflächenqualität erschlossen. Die Controlled Valve Operation verbessert die Zylindergleichstellung der Einspritzmengen im ballistischen Betriebsbereich durch Detektion des Öffnungs- und Schließzeitpunkts jedes einzelnen Injektors. Ein weiterer Ansatz, die Gemischbildung mit Mehrlochinjektoren zu verbessern, ist die bereits im vorherigen Unterkapitel angesprochene Erhöhung des Einspritzdrucks über die in Serie applizierten 200 bar hinaus [146]. Neben Maßnahmen bei der Kraftstoffeinbringung, also dem Einspritzsystem und der Einspritzstrategie, kann die Gemischbildung und Verbrennungsstabilität auch durch eine Intensivierung der Ladungsbewegung durch z.B. variable Steuerzeiten, Ventilhubabsenkung, Ladungsbewegungsklappen im Einlasskanal, Versatz der Einlasssteuerzeiten und/oder eine Brennraummaskierung verbessert werden [50, 112]. Die Verdampfungsdauer des Kraftstoffs nimmt ab und die Homogenisierung wird verbessert. Eventuelle Wandbenetzung und fette Gemischbereiche, welche direkt zu erhöhter Partikelbildung führen, können so reduziert oder gar völlig vermieden werden.



## 3 Versuchsaufbau und Analysemethoden

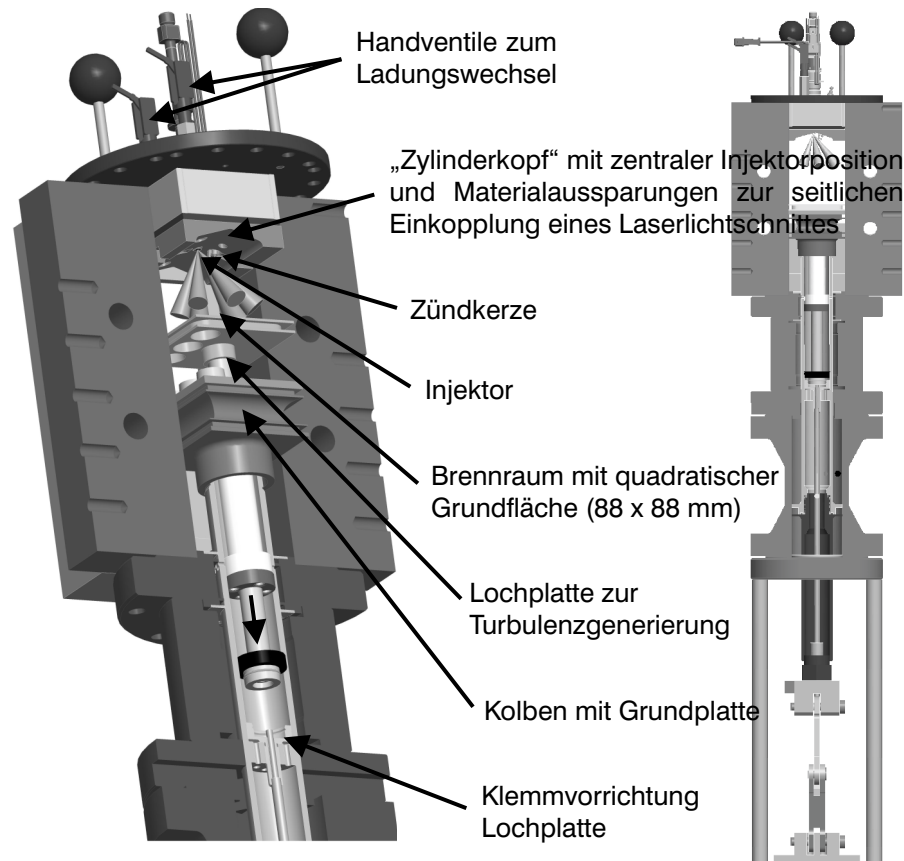
In diesem Kapitel werden zunächst die Versuchsträger genauer vorgestellt. Die experimentellen Untersuchungen wurden an zwei verschiedenen Aggregaten durchgeführt. Für grundlegende optische Voruntersuchungen einzelner innermotorischer Effekte wurde ein Einhubtriebwerk mit rechteckigem Brennraum und großflächigen optischen Zugängen verwendet. Die motorischen Untersuchungen wurden an einem Einzylinderaggregat mit einem Hubvolumen von  $498 \text{ cm}^3$  durchgeführt. Beide Versuchsträger verfügen über eine Benzin-Direkteinspritzung mit zentraler Injektorlage. Da die Bewertung verschiedener Gemischbildner einen nennenswerten Anteil am Versuchsprogramm dargestellt hat, werden anschließend die Eigenschaften und das Spraybild der verwendeten Injektoren vorgestellt, bevor im letzten Unterkapitel die eingesetzte Sondermesstechnik aufgeführt wird. Neben den verschiedenen Partikelmesssystemen werden unter anderem optische Messgeräte und -verfahren erklärt.

### 3.1 Versuchsträger

#### 3.1.1 Einhubtriebwerk (EHT)

Das „Einhub-Kompressions-Expansions-Triebwerk“ (im Folgenden als „Einhubtriebwerk“ (EHT) bezeichnet) ermöglicht die Abbildung motorischer Betriebspunkte und bietet eine sehr gute optische Zugänglichkeit. Es können motorähnliche Druck- und Wegeverläufe im oberen Totpunkt dargestellt und thermodynamische Motorzustände (Druck, Temperatur und Gaszusammensetzung) nachgebildet werden. Eine besondere Einrichtung dieser Versuchsapparatur stellt der Turbulenzgenerator dar, der sich aus einer Lochplatte und einer Grundplatte zusammensetzt. Zur Turbulenzgenerierung wird die Lochplatte vom oberen bis zum unteren Totpunkt durch den Brennraum gezogen, wodurch sich die Luft unterhalb der Lochplatte durch die Löcher nach oben bewegt und symmetrische Freistrahlen ausbildet. Der Kolben weist Zapfen (Grundplatte) auf, die die Löcher der Lochplatte ausfüllen, sobald diese auf dem Kolben aufsitzt und festklemmt. Nach einer eingestellten Verzögerungszeit wird eine Kolbenklemme gelöst und der Kolben bewegt sich mit festgeklemmtem Turbulenzgenerator nach oben. Über die Verzögerungszeit zwischen Turbulenzgenerierung und Kolbenstart lässt sich eine definierte turbulente Schwankungsgeschwindigkeit sowie eine großskalige Strömungsstruktur (Tumble) einstellen. Durch die quadratische Grundfläche ( $88 \times 88 \text{ mm}$ ) und die in jeder Brennraumseite vorhandenen Quarzglasscheiben ist eine ausgezeichnete optische Zugänglichkeit gegeben, die verzerrungsfreie Aufnahmen der Vorgänge

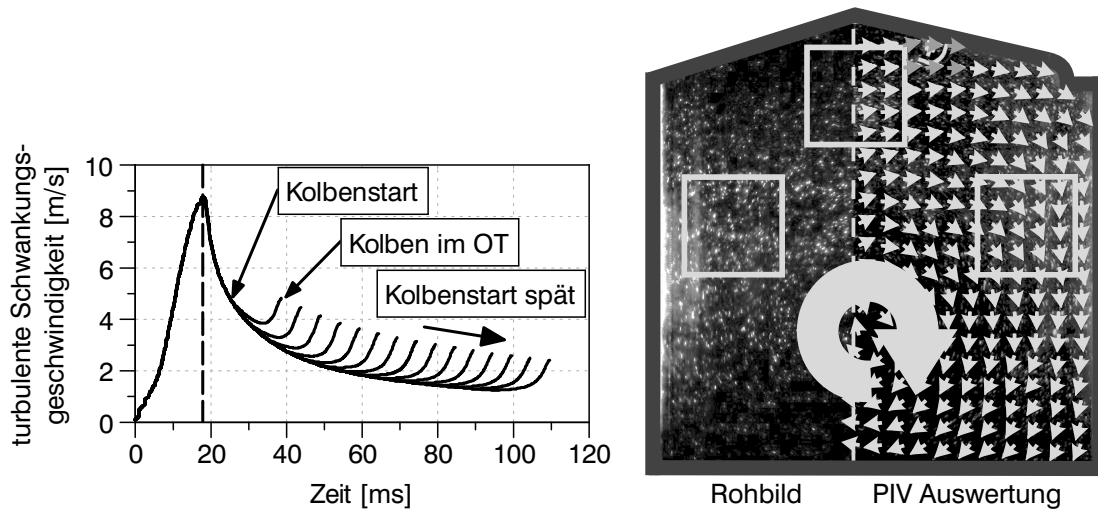
im Inneren erlaubt. Versuche am EHT eignen sich daher besonders zur optischen Untersuchung der Einspritzung, Verdampfung, Gemischhomogenisierung, Zündung und Flammenausbreitung [62, 147]. Der Versuchsträger mit seinen wesentlichen Bauteilen ist in Abbildung 3.1 dargestellt.



**Abbildung 3.1:** Aufbau Einhubtriebwerk

In Abbildung 3.2 links sind die Ergebnisse einer Simulationsrechnung zur turbulenten Schwankungsgeschwindigkeit während und nach der Turbulenzgenerierung für eine Zweilochplatte dargestellt [108], wie sie im Rahmen der Messungen dieser Arbeit zur Generierung einer großskaligen Tumbleströmung verwendet wurde. Während die Lochplatte des Turbulenzgenerators durch den Brennraum gezogen wird, ist eine stete Zunahme der turbulenten Schwankungsgeschwindigkeit bis auf einen Wert von  $9 \text{ m/s}$  zu beobachten. Nachdem die Lochplatte auf dem Kolben aufgesetzt hat, führt der sofort einsetzende Wirbelzerfall zu einem degressiven Abklingverhalten der turbulenten Schwankungsgeschwindigkeit. Je nach Zeitspanne zwischen Turbulenzerzeugung und Kolbenstart ergibt sich ein unterschiedlicher Verlauf der turbulenten Schwankungsgeschwindigkeit während der Kompression.

Zur experimentellen Visualisierung und Bewertung der Brennraumströmung wurden Messungen nach dem High-Speed Particle Image Velocimetry (HS-PIV-)Verfahren



**Abbildung 3.2:** Links: Verhalten der turbulenten Schwankungsgeschwindigkeit während der Turbulenzgenerierung und Abklingphase für eine Zweilochplatte [108]; Rechts: Auswertung PIV-Messung

durchgeführt. Abbildung 3.2 rechts zeigt beispielhaft ein Rohbild (linke Bildhälfte) und die mittels PIV-Routine ermittelten Strömungsvektoren (rechte Bildhälfte) zur Darstellung und Quantifizierung der großskaligen Brennraumströmung. Die weitere Erklärung des Messverfahrens erfolgt im Unterkapitel 3.2.2.

Auch wenn durch die unterschiedlichen Randbedingungen zum Einzylindermotor eine quantitative Übertragbarkeit der Untersuchungsergebnisse nicht möglich ist, lassen sich einerseits qualitative Aussagen übernehmen und andererseits Phänomene, die am Einzylindermotor nur eingeschränkt beobachtet werden können, am EHT nachstellen und durch die besseren Untersuchungsmöglichkeiten genauer betrachten.

### 3.1.2 Einzylinderaggregat (EZA)

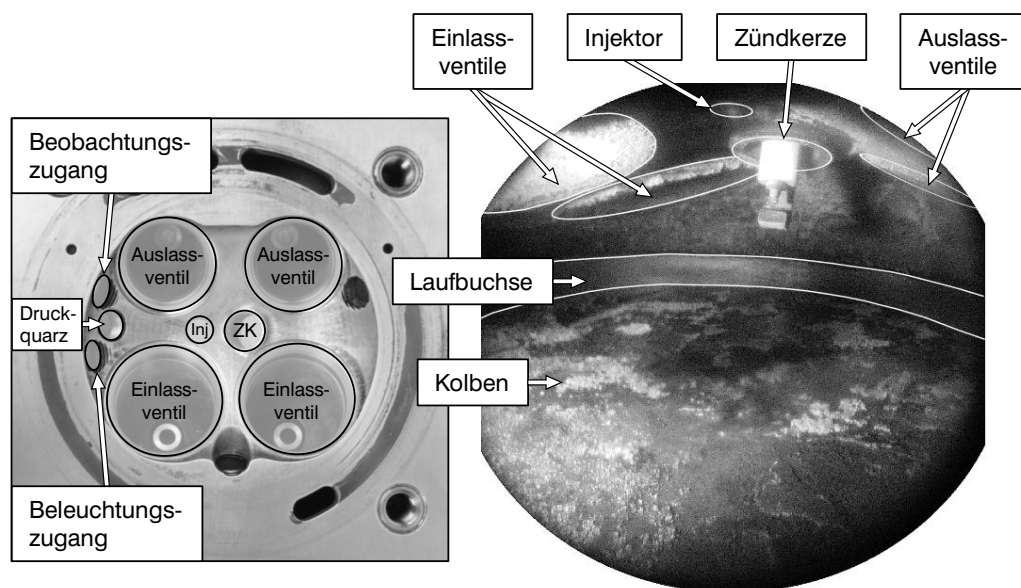
Die motorischen Untersuchungen wurden an einem Einzylinder-Forschungsaggregat (EZA) mit zentraler Injektorlage durchgeführt. Die wesentlichen Motordaten sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst. Der Versuchsträger ist mit einer Hoch- und Niederdruck-indizierung ausgestattet und an eine getrennt regelbare Kühlmittel- und Motorölkonditionierung angeschlossen. Zudem wird der Luft- und Kraftstoffmassenstrom sowie das Luft-Kraftstoff-Verhältnis erfasst, um in Verbindung mit der Druckindiziermessung und den Temperatursensoren im Ein- und Auslasskanal eine thermodynamische Bewertung des Motorprozesses zu ermöglichen.

Zur Applikation optischer Messtechnik verfügt der Zylinderkopf über vier Zugangsmöglichkeiten, die in der Grundkonfiguration durch Stahlstopfen verschlossen sind. Für die im Ergebnisteil gezeigten optischen Untersuchungen wurden über die zwei

**Tabelle 3.1:** Motordaten - Einzylinderaggregat

Bauart	BDE, wassergekühlt, 4 Ventile
Arbeitsverfahren	Otto-Viertakt
Verdichtungsverhältnis [-]	12:1
Hub [mm]	90
Bohrung [mm]	84
Hubraum [cm <sup>3</sup> ]	498
Ventiltrieb	Ein- und Auslassphasensteller Einlasshubverstellung
Anordnung Injektor-Zündkerze	Längsanordnung (parallel zur Kurbelwelle), zentrale Injektorlage

Zugänge auf der Schwungradseite des Motors eine Beleuchtungseinheit und ein Kamerasystem angebracht. Sowohl zur Einkopplung des Lichts in den Brennraum als auch zur Anbindung der Kamera wurden in die Zugänge Endoskope mit 8 mm Außendurchmesser und einem Öffnungswinkel von 70° eingebracht. Die Anordnung ist in Abbildung 3.3 links dargestellt. Abbildung 3.3 rechts zeigt das durch diesen Aufbau erschlossene Beobachtungsvolumen.



**Abbildung 3.3:** Links: Anordnung der optischen Zugänge; Rechts: Beobachtungsraum der (Hochgeschwindigkeits-)Visualisierung am Einzylinderaggregat

### 3.1.3 Gemischbildner

Um den Einfluss der Kraftstoffeinbringung auf die Entstehung von Partikelemissionen zu analysieren, wurden für das Forschungsvorhaben mehrere Injektoren bereitgestellt, welche sich in Durchfluss, Düsentyp, Spraygeometrie und Aktuierung unterscheiden. Abbildung 3.4 zeigt die CAD Spray Targetings im EZA. In Tabelle 3.2 werden die wesentlichen Kenngrößen der Injektoren zusammengefasst.

**Tabelle 3.2:** Injektorenübersicht - Technische Daten

	Bosch HDEV 5 (T30668)	Bosch HDEV 5 (T30660)	Delphi M12
$\dot{Q}_{\text{stat}}$ [g/min] mit n-Heptan bei	535.5		820
	100 bar		
$p_{\text{max}}$ [bar]	200		
Spraytyp [-]	6-Loch	7-Loch	6-Loch
Ansteuerung [-]	Magnet		
Öffnungswinkel [°]	80	85	75
Min. Sprayabstand zur ZK [mm]	$\approx 5$	$\approx 3$	$\approx 4$
Min. freie Strahllänge bis zur Brennraumwand [mm]	$\approx 65$	$\approx 64$	$\approx 76$

	Delphi M20	Continental PDI
$\dot{Q}_{\text{stat}}$ [g/min] mit n-Heptan bei	740	< 2100
	100 bar	200 bar
$p_{\text{max}}$ [bar]	150	200
Spraytyp [-]	Hohlkegel (A-Düse)	
Ansteuerung [-]	Magnet	Piezo
Öffnungswinkel [°]	90	98
Min. Sprayabstand zur ZK [mm]	< 2	< 2
Min. freie Strahllänge bis zur Brennraumwand [mm]	$\approx 44$	$\approx 41$

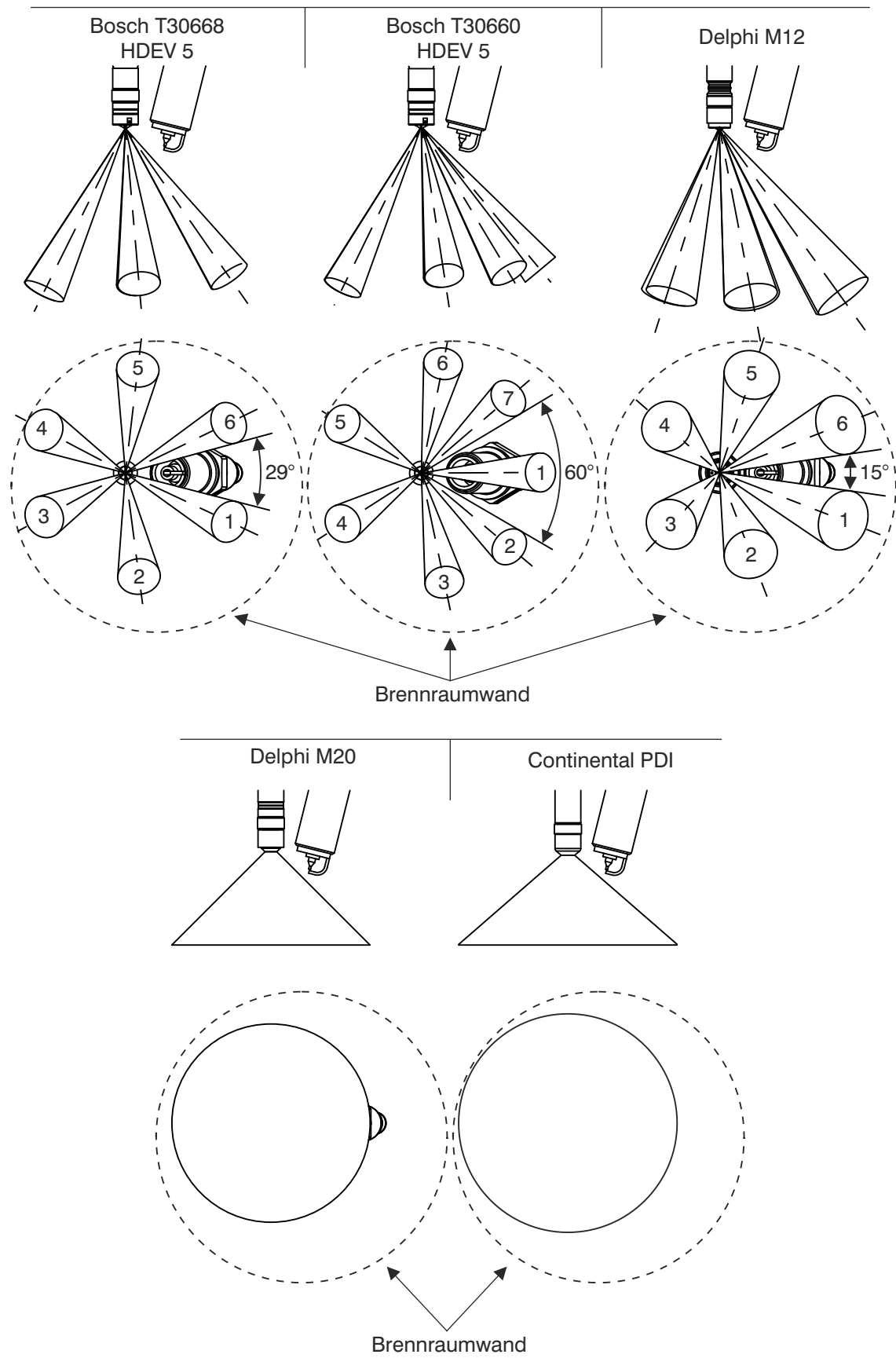


Abbildung 3.4: Injektorenübersicht - CAD Spray Targeting

## 3.2 Sondermesstechnik

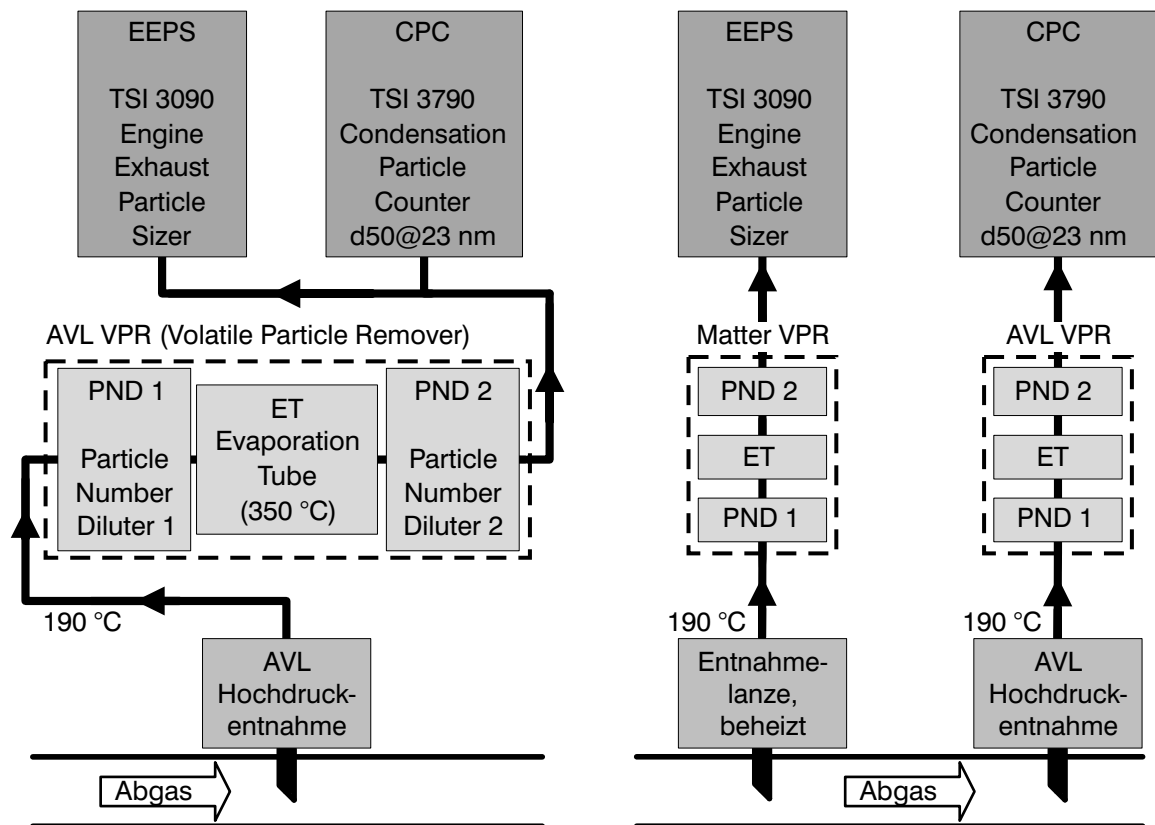
Um Zusammenhänge zwischen der Partikelanzahlkonzentration im Abgas und innermotorischen Vorgängen zu untersuchen, wurden die Versuchsträger umfassend mit Messtechnik versehen. Am EHT lag der Fokus der Messungen auf der Visualisierung innermotorischer Vorgänge. Am EZA wurden neben optischer Messtechnik verschiedene Partikelmesssysteme sowie weitere Sondermesstechnik appliziert. Die einzelnen Messgeräte und -verfahren werden im Folgenden vorgestellt.

### 3.2.1 Partikelmessstechnik

Zur Erfassung der Partikelkonzentration im Abgas wurde für alle Untersuchungen ein AVL 489 Particle Counter Advanced (APC) und teilweise zusätzlich ein TSI 3090 Engine Exhaust Particle Sizer (EEPS) verwendet. Im AVL APC ist ein TSI 3790 Condensation Particle Counter (CPC) verbaut, welcher mit einer Messfrequenz von 1 Hz die Partikelkonzentration im Messgas erfasst. Das Messsystem erfüllt die vom Gesetzgeber definierten Anforderungen zur Partikelmessung, d.h. dass es unter anderem eine definierte Partikelzähleffizienz besitzt, welche für Partikel mit einem Durchmesser von 23 nm bei 50 % liegt. Dieser Durchmesser wird auch als „Cut-Off-Point“ bezeichnet und im Gesetzestext der Abgasvorschriften als unterer Grenzdurchmesser der Partikelzählung festgesetzt. Da eine feste Zählgrenze messtechnisch nicht umsetzbar ist, besitzen die Messsysteme eine definierte „Cut-Off“ Kurve, welche die abfallende Zähleffizienz ab einem gewissen Durchmesser beschreibt. Für genauere Erläuterungen zum Zählverhalten von CPCs und deren Kalibrierung sei an dieser Stelle auf den Abschlussbericht des FVV-Vorhabens Nr. 1073 „PN-Messverfahren“ verwiesen [98].

Das TSI 3090 EEPS erfasst Partikel in einem Größenbereich von 5.6 bis 560 nm. Die Messfrequenz betrug während der Untersuchungen 10 Hz. Dabei wurden beide Systeme zunächst sowohl getrennt voneinander, d.h. mit getrennter Probenahme und Verdünnung (siehe Abb. 3.5 rechts), als auch gemeinsam am Probenahmesystem des AVL Messsystems betrieben (siehe Abb. 3.5 links). Die in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse wurden mit letztgenanntem Aufbau (siehe Abb. 3.5 links) ermittelt. Das Rohabgas wurde ca. 130 cm hinter den Auslassventilen entnommen. Entlang der Abgasstrecke war kein Drei-Wege-Katalysator verbaut. Um die Partikelkonzentration im verdünnten Abgas hinter dem Volatile Particle Remover (VPR) auf einen für die nachgeschalteten Messsysteme geeigneten Bereich einzustellen, wurde das Abgas um den Faktor 100 bis 2000 mit gefilterter Luft verdünnt.

Die Entscheidung, den Aufbau mit gemeinsamem Probenahme- und Verdünnungssystem für beide Partikelmesssysteme (siehe Abb. 3.5 links) zu wählen, wurde getroffen, nachdem ein Vergleich der Partikelgrößenverteilung mit den verschiedenen Verdünnungssystemen zu unterschiedlichen Ergebnissen geführt hatte.

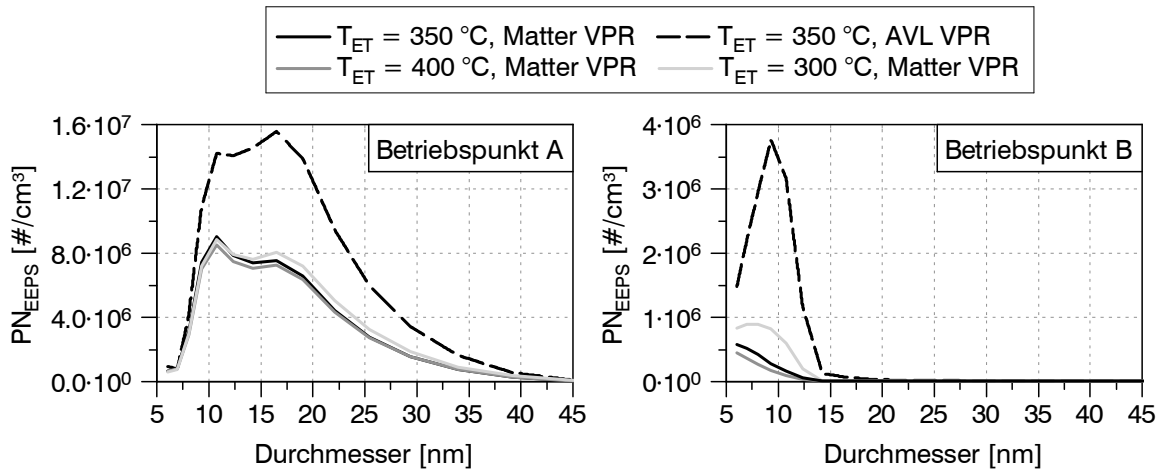


**Abbildung 3.5:** Aufbau Partikelmesssystem mit gemeinsamen (links) und getrenntem (rechts) Probenahme- und Verdünnungssystem

In Abbildung 3.6 sind die Partikelgrößenverteilungen in zwei verschiedenen Betriebspunkten dargestellt. Die Entnahmeposition und das Messgerät (TSI 3090 EEPS) blieben bei den Messungen unverändert, jedoch wurde der VPR (AVL vs. Matter) und die Temperatur der Evaporation Tube  $T_{ET}$  beim Matter System variiert. In beiden Betriebspunkten ist zu beobachten, dass der jeweilige VPR einen deutlichen Einfluss auf den Nukleationsmodus des im EEPS analysierten Abgases hat. So ist die Konzentration von Kleinstpartikeln am Austritt des AVL VPR deutlich höher als beim Matter VPR. Im Betriebspunkt B ist dieser Unterschied maßgeblich nur für Partikel mit Durchmesser  $< 23$  nm zu beobachten und entsprechend bei der Bewertung nach aktuell geltenden Emissionsrichtlinien weniger relevant. Die Messwerte des Betriebspunkts A zeigen jedoch, dass im Falle eines ausgeprägteren Nukleationsmodus die unterschiedliche Partikelgrößenverteilung der beiden Verdünnungssysteme auch einen nennenswerten Einfluss auf Partikel mit einem Durchmesser  $> 23$  nm und folglich die Partikelanzahlmessung des CPC hat. Die Verläufe beim Betrieb mit unterschiedlicher  $T_{ET}$  und Matter Verdünnung bestätigen, dass bei der vom Particle Measurement Programm (PMP) vorgesehenen Temperatur der Evaporation Tube von 350 °C die volatilen Anteile weitestgehend in die Gasphase überführt werden oder zumindest, dass eine zusätzliche Temperaturerhöhung von 50 °C keinen nennenswerten Einfluss auf die



Konzentration der Kleinstpartikel hat. Die Gegenüberstellung der Verläufe der beiden Betriebspunkte verdeutlicht aber auch, dass hier eine Betriebspunktabhängigkeit z. B. durch unterschiedliche Ausprägung des volatilen Anteils im Abgas und / oder des Rohabgasvolumenstroms durch die Evaporation Tube (ET) besteht. Da die Untersuchung und Bewertung der Partikelmesstechnik und -messung selbst ein neues Forschungsfeld eröffnet, wurden die beobachteten Phänomene nicht weiter analysiert, jedoch bei der Versuchsdurchführung berücksichtigt. Für eine tiefgehende Untersuchung und Diskussion der Partikelmesstechnik sei auf den Abschlussbericht des FVV-Vorhabens Nr. 1073 „PN-Messverfahren“ verwiesen [98].



**Abbildung 3.6:** Einfluss des Verdünnungssystems und der Temperatur der Evaporation Tube  $T_{ET}$  auf die Partikelgrößenverteilung

Neben der Partikelanzahlmessung wurde in ausgewählten Betriebspunkten die Partikelmassenkonzentration im Abgas erfasst sowie eine gravimetrische Partikelmessung mit Hilfe eines PSS-20 Teilstromverdünnungstunnels der Firma Control Sistem durchgeführt. Zur Bestimmung der Partikelmassenkonzentration wurde ein AVL 483 Micro Soot Sensor mit Konditioniereinheit zur Rohabgasmessung verwendet. Wie die beiden Messsysteme zur Partikelanzahlmessung ermöglicht er eine zeitlich aufgelöste Analyse des Abgases und wurde mit einer Messfrequenz von 1 Hz betrieben. Die gravimetrische Messung mit dem Teilstromverdünnungstunnel hingegen „sammelte“ die Partikelemissionen über eine definierte Messdauer von 20 Minuten auf Emfab<sup>TM</sup> Analysefiltern. Dabei stand weniger die Wägung, sondern vielmehr die Untersuchung der chemischen Zusammensetzung und der morphologischen Beschaffenheit der Filterladung im Fokus. Dazu wurde einerseits mittels Extraktion und Gaschromatographie die Filterbeladung in einen löslichen organischen Anteil (SOF), löslichen anorganischen Anteil (SIOF) und unlöslichen Anteil (ISF) aufgeteilt und andererseits mittels hochauflösender Transelektronenmikroskopie (HR-TEM) und energiedispersiver Röntgenspektroskopie (EDXS) die Morphologie und chemische Elementarzusammensetzung einzelner Partikel analysiert.

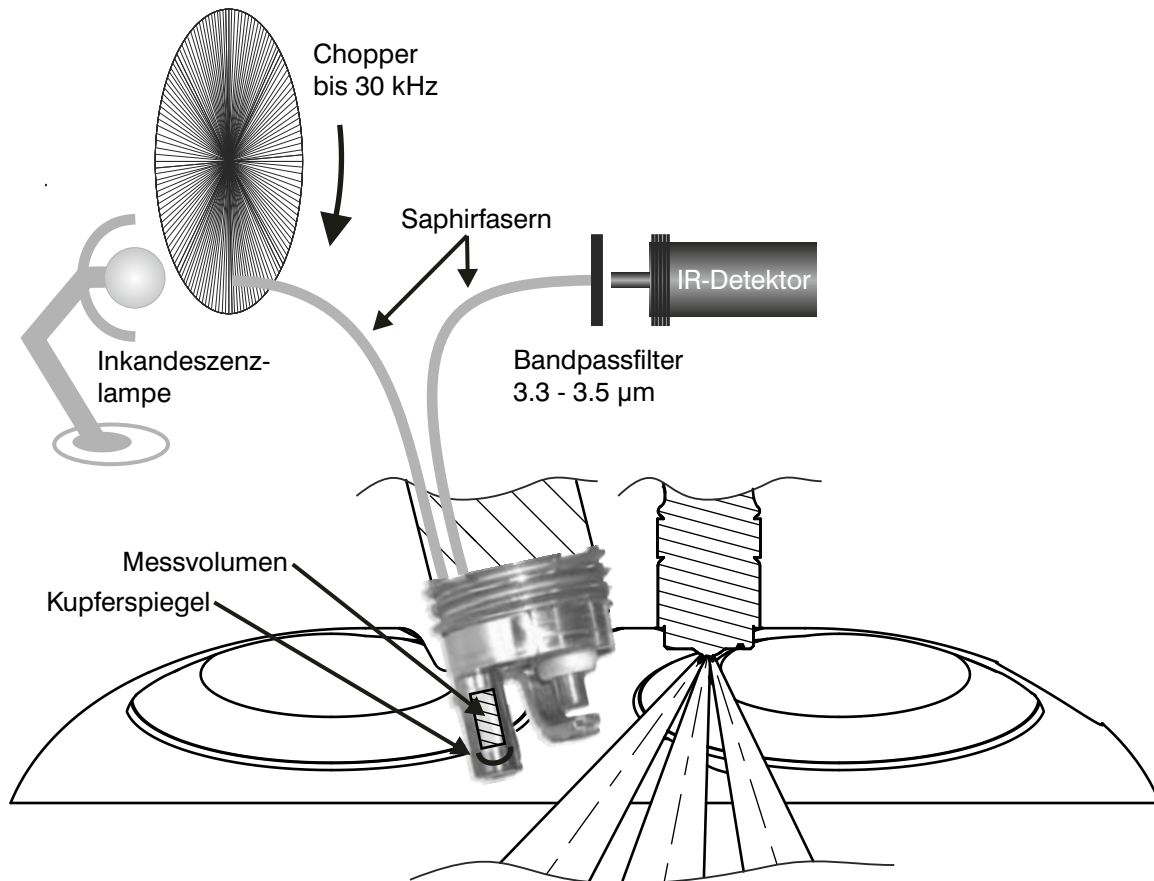
### 3.2.2 Optische Messtechnik

Die Verwendung optischer Messtechnik zur innermotorischen Visualisierung und Analyse der Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffentstehung hat sich als bedeutendes Instrument in der Entwicklung und Applikation etabliert [43, 136], nachdem sie zuvor im Forschungsumfeld über Jahrzehnte entwickelt, angewandt und durch die parallele Erarbeitung von Analysemethoden zur Datenauswertung einem breiten Anwenderkreis zugänglich gemacht wurde [162]. In diesem Zusammenhang ist speziell die Entwicklung der Lichtleitermesstechnik hervorzuheben. Sie wurde 1978 erstmal von Spicher [159] in großem Umfang (240 Lichtleiter an einem Einzylindermotor) zur Untersuchung des Flammenerlöschens im Magerbetrieb und dessen Einfluss auf den Ausstoß unverbrannter Kohlenwasserstoffe verwendet. Die hohe Flexibilität hinsichtlich der Positionierung der nur minimal-invasiven Messtechnik erschließt ein weites Untersuchungs- und Anwendungsfeld. So wurde sie in den 80er Jahren erfolgreich zur Analyse klopfender Verbrennung verwendet [164] und etablierte sich soweit, dass sie z.B. im FVV-Vorhaben Nr. 700 zur Entwicklung eines Klopfkriteriums zur Vorausberechnung der Klopfgrenze eingesetzt wurde [167]. Bis heute hat sich die Lichtleitermesstechnik in Form von faseroptischen Zündkerzen und automatisierten Auswerterroutinen als Entwicklungs- und Applikationswerkzeug in der Automobilindustrie fest etabliert. So hilft sie zum Beispiel bei der räumlichen Zuordnung von Partikelquellen in den Brennräumen von Mehrzylindermotoren während des transienten Motorbetriebs in zulassungsrelevanten Fahrzyklen [136]. Um die Ursachen von Partikelemissionen innermotorisch zu untersuchen, wird in der vorliegenden Arbeit sowohl bildgebende als auch faseroptische Messtechnik verwendet. Die einzelnen Systeme und ihr Anwendungszweck werden im Folgenden aufgeführt:

#### **LaVision - Internal Combustion Optical Sensor (ICOS) fuel**

Mit Hilfe einer faseroptischen Zündkerze konnte durch Messung von Lichtabschwächung (bei 3420 nm) nahe dem Zündspalt die Kraftstoffdichte gemessen und mittels Kalibrierung das Luft-Kraftstoff-Verhältnis bestimmt werden. Der Aufbau des Messsystems ist in Abbildung 3.7 dargestellt.

Das Licht einer Halogenlampe wird über ein Chopperrad und eine Saphirfaser mit hoher Frequenz in die Zündkerze eingekoppelt. Neben dem Zündspalt befindet sich ein offener Metallkäfig, das Messvolumen, in den das Licht aus der Saphirfaser eingekoppelt wird. Am Boden des Käfigs ist ein Spiegel platziert, welcher das Licht zurück in Richtung Zündkerze reflektiert, wo es über eine zweite Saphirfaser wieder ausgekoppelt wird. Anschließend wird es durch einen 3.3 - 3.5  $\mu\text{m}$  Bandpassfilter geleitet und die Intensität mittels IR-Detektor gemessen. Der Bandpassfilter beschränkt die erfassten Wellenlängen auf einen Bereich, in dem weder Stickstoff noch Sauerstoff absorbiert. So führt lediglich die Kraftstoffkonzentration im Messvolumen (Metallkäfig neben Zündspalt) zu einer Abschwächung des Lichtsignals. Durch eine Kalibrierung im Homo-



**Abbildung 3.7:** Schematischer Aufbau des LaVision ICOS fuel Messsystems nach [174]

genbetrieb kann diese Abschwächung in Verbindung mit einer Füllungsbestimmung einem  $\lambda$ -Wert zugeordnet werden. Durch die hohe Frequenz des Chopperrades und die Unabhängigkeit der Messtechnik vom Zündzeitpunkt (im Gegensatz zur Zündfunken-Emissions-Spektroskopie als theoretisch mögliche Alternativmesstechnik), konnten die in dieser Arbeit vorgestellten Messwerte mit einer Auflösung von  $0.5^\circ\text{KW}$  über einen weiten Kurbelwinkelbereich und über bis zu 200 aufeinanderfolgende Zyklen erfasst werden.

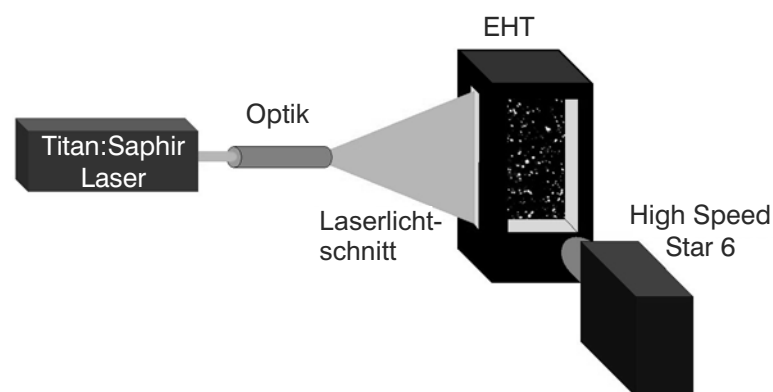
### LaVision - High Speed Star 6 und Imager Compact

Die LaVision High Speed Star 6 ist eine CMOS-Hochgeschwindigkeitskamera zur zusammenhängenden Spray- und Verbrennungsvisualisierung. Die Kamera besitzt eine maximale Auflösung von  $1024 \times 1024$  Pixeln bei einer Aufnahme Frequenz von bis zu  $5.4 \text{ kHz}$ . Mit reduziertem Bildausschnitt sind Aufnahme raten von bis zu  $675 \text{ kHz}$  möglich. Zur Beleuchtung des Kraftstoffsprays wurde der Hochleistungs- Kaltlichtprojektor „Techno Light 270“ der Firma Storz verwendet, welcher stufenlos einstellbares Licht mit einer  $270 \text{ W}$  Metall-Halid-Lampe erzeugt.

Die LaVision Imager Compact ist eine CCD-Kamera zur detaillierten Sprayvisualisierung (ein Bild pro Zyklus) mit einer Bildauflösung von bis zu 1024 x 1024 Pixeln. Zur Beleuchtung der Aufnahmen wurde eine Xenon Stroboskop-Lichtquelle von Polytec vom Typ BVS-II Wotan verwendet.

### High-Speed Particle Image Velocimetry

Zur Visualisierung und Bewertung der Brennraumströmung am EHT wurde das Particle Image Velocimetry (PIV-)Verfahren verwendet. Für die Untersuchungen wurde mittels einer Linsenoptik der Laserstrahl eines kontinuierlich betriebenen, diodengepumpten Titan:Saphir-Lasers (Laserwellenlänge:  $532 \pm 2$  nm, verwendete Laserenergie: 2 W) zu einem Lichtschnitt aufgeweitet und seitlich über ein Lichtschnittfenster (siehe Abb. 3.1) in den Brennraum eingekoppelt. Dadurch wurde eine zentrale Messebene vom Brennraumdach mit Zündkerze und Düsen spitze des Kraftstoffinjektors bis zum unteren Totpunkt des Kolbens aufgespannt. Im rechten Winkel zum Lichtschnitt wurde die LaVision High Speed Star 6 Hochgeschwindigkeitskamera aufgebaut, mit welcher durch die großen Glasfenster des Versuchsträgers der gesamte Brennraum erfasst und Messungen mit einer Aufnahme Frequenz von 10 kHz durchgeführt werden konnten. Da die Luft im Brennraum keine lichtstreuenden Bestandteile enthält, werden Partikel zur Sichtbarmachung der Brennraumströmung beigefügt, welche sowohl eine ausreichende Streufähigkeit als auch ein möglichst genaues Folgeverhalten bieten. Für die durchgeführten Untersuchungen wurden sogenannte Microspheres verwendet. Diese sphärischen Kügelchen bestehen aus einem dünnen Kunststoffmantel und sind mit Stickstoff gefüllt. Sie haben einen Durchmesser von 20-40  $\mu\text{m}$  und eine Dichte von  $20 \text{ kg/m}^3$ . Die Eignung von Microspheres zur Visualisierung der Brennraumströmung wurde bereits in mehreren Veröffentlichungen belegt [12, 29, 62]. Der gesamte Versuchsaufbau ist in Abbildung 3.8 schematisch dargestellt.



**Abbildung 3.8:** Schematischer Aufbau der PIV-Messtechnik zur Strömungsvisualisierung am Einhubtriebwerk nach [62]

Die Auswertung der Kameraaufnahmen erfolgte mit der Software DaVis 7.2 der La-Vision GmbH. Die darin enthaltene PIV-Routine ermöglicht die Auswertung mittels Kreuzkorrelation, wobei jedes Bild mit seinem Vorgänger und Nachfolger in Beziehung gesetzt wird. Das Verfahren erlaubt eine individuelle Einstellung der einzelnen Korrelationssegmente, deren Überlappung und die Anzahl der Berechnungsdurchläufe. Für die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen wurden die in Tabelle 3.3 aufgeführten Einstellungen verwendet.

**Tabelle 3.3:** Einstellungen PIV-Auswertung

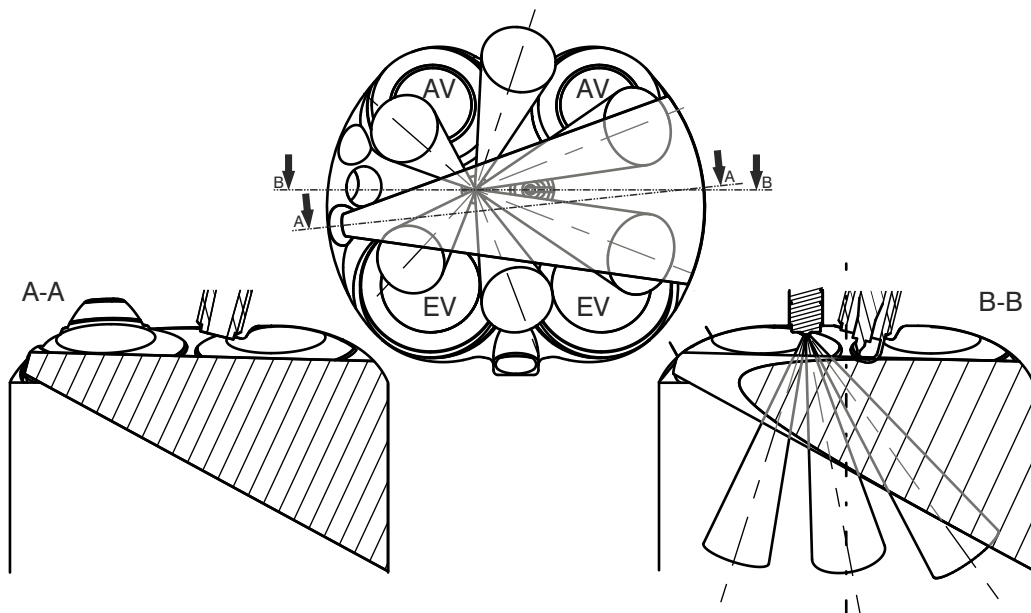
Anzahl der Durchläufe	2
Größe des Korrelationssegments	Durchlauf 1: 128 x 128 Pixel Durchlauf 2: 32 x 32 Pixel
Überlappung	50 %

In Abbildung 3.2 rechts ist beispielhaft das Rohbild (linke Bildhälfte) und das mittels PIV-Routine ermittelte Vektorfeld (rechte Bildhälfte) dargestellt. Die Strömungsgeschwindigkeit ist in dieser Arbeit speziell im Hinblick auf die Interaktion mit der Kraftstoffeinspritzung von Interesse. Darum wurde als Strömungskenngröße zur Gegenüberstellung verschiedener Betriebspunkte im letzten Schritt der PIV-Auswertung die mittlere Strömungsgeschwindigkeit in drei Auswertefenstern im Bereich der Sprayausbreitung (siehe Abb. 3.2 rechts) zum Ansteuerbeginn der ersten Einspritzung berechnet.

## Zwei-Farben-Pyrometrie

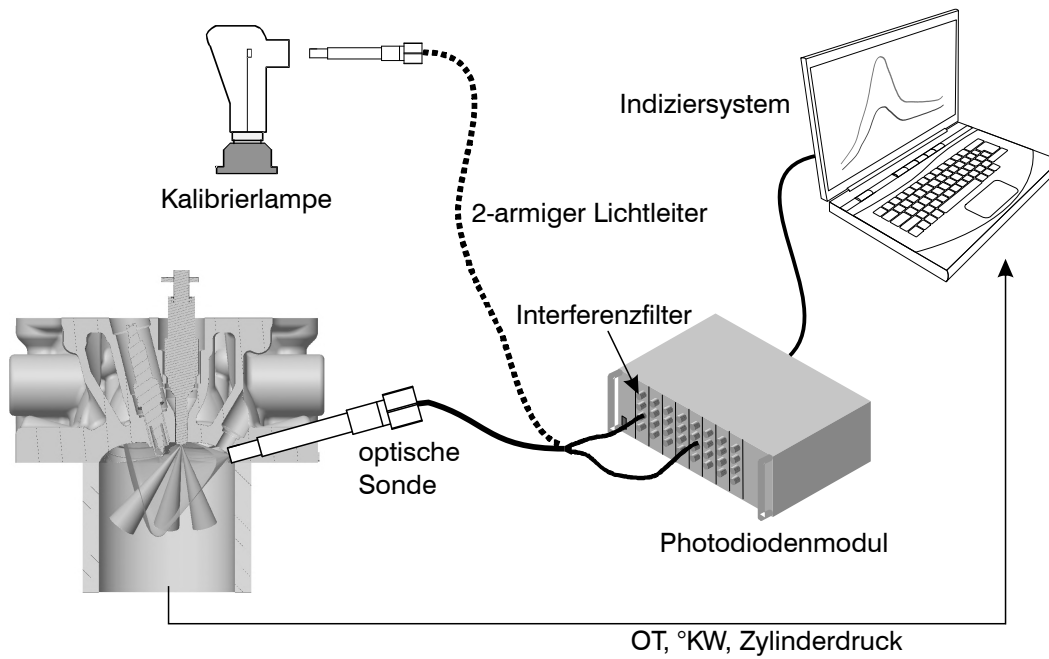
Die Zwei-Farben-Pyrometrie ist eine optische Methode zur Bestimmung der Rußtemperatur, -konzentration und -masse in einem Beobachtungsvolumen im Brennraum durch Analyse des Rußeigenleuchtens bei zwei diskreten Wellenlängen. Eine Erweiterung erfuhr die Messtechnik durch Spicher, welcher das Rußeigenleuchten bei mehr als zwei Wellenlängen aufzeichnete und so durch Querkorrelation der Ergebnisse der verschiedenen Wellenlängenpaarungen eine Reduzierung der Unsicherheiten in den Berechnungsannahmen erzielte [105]. Die Zwei-Farben-Pyrometrie wurde bereits in zahlreichen Arbeiten zur Untersuchung der dieselmotorischen Verbrennung eingesetzt, da dort bedingt durch den diffusiven Verbrennungsanteil ausreichend Rußeigenleuchten vorhanden ist [13, 35, 104, 163]. Im ottomotorischen Bereich findet die Messtechnik seltener Einsatz, da bei den meisten Betriebsstrategien eine rein vorgemischte Verbrennung stattfindet. Ausnahmen diesbezüglich bilden der Schicht- und der Katalysatorheizbetrieb [21, 189]. Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens wurde die Zwei-Farben-Pyrometrie zur Untersuchung verschiedener Katalysatoraufheizstrategien verwendet. Es wurde die mittlere Temperatur und Rußkonzentration im Beobachtungsvolumen

um die Zündkerze mit einer Auflösung von  $0.1^{\circ}\text{KW}$  bestimmt. Das Beobachtungsvolumen im EZA ist in Abbildung 3.9 dargestellt, der zugehörige Versuchsaufbau in Abbildung 3.10.



**Abbildung 3.9:** Beobachtungsvolumen im Einzylinderaggregat zur Auswertung nach der Zwei-Farben-Methode

Die Messmethode beruht auf der Eigenschaft von Festkörpern, wie Rußpartikeln, durch elektromagnetische Strahlung Wärme mit ihrer Umgebung auszutauschen. Heißer Ruß emittiert diese Strahlung in einem kontinuierlichen Spektrum. Durch Verhältnisbildung der Strahlungsdichte bei zwei diskreten Wellenlängen kann die mittlere Temperatur im Messvolumen bestimmt werden (Relativmethode). Durch Ermittlung des Emissionskoeffizienten  $\epsilon$  („grauer Strahler“) kann die Temperatur auch direkt aus der Strahlungsdichte berechnet werden (Absolutmethode) und erlaubt zudem die Bestimmung der Rußkonzentration und -masse. Dazu ist eine Kalibrierung des Messaufbaus mit einer geeigneten Strahlungsquelle notwendig. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde dazu eine Wolframbandlampe verwendet. Sie strahlt bei einer definierten Betriebsspannung mit einer bekannten spektralen Strahldichte, welche einer Temperatur von  $2420.5\text{ K}$  entspricht. Die spektrale Strahldichte in Abhängigkeit der Temperatur des strahlenden Körpers ist durch das Produkt aus dem Emissionskoeffizienten  $\epsilon$  („grauer Strahler“) und der Planckschen Strahlungsgleichung für schwarze Strahler definiert, wobei zur Vereinfachung die Plancksche Strahlungsgleichung durch die Wiensche Strahlungsgleichung angenähert wird.



**Abbildung 3.10:** Versuchsaufbau der Zwei-Farben-Methode am Einzylinderaggregat

So ergibt sich folgender Formelzusammenhang:

$$L_{\lambda_s}(\lambda_s, T_s) = \epsilon(\lambda_s, T) \frac{c_1}{\lambda_s^5 \cdot \pi \cdot \Omega_0} \cdot \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda_s T_s}}} \quad (3.1)$$

$$c_1 = 2 \cdot h \cdot \pi \cdot c^2 = 3.757 \cdot 10^{-16} \quad (3.2)$$

$$c_2 = h \cdot \frac{c}{k} = 1.438 \cdot 10^{-2} \quad (3.3)$$

mit

- $L_{\lambda_s}(\lambda_s, T_s)$ : monochromatische spektrale Strahldichte [ $\text{W}/\text{m}^3\text{sr}$ ]
- $\lambda_s$ : Wellenlänge [m]
- $T_s$ : Schwarzkörpertemperatur [K]
- $\epsilon(\lambda_s, T)$ : dimensionsloser Emissionskoeffizient (Verhältnis zwischen realem und schwarzem Strahler) [-]
- $c_1$ : 1. Plancksche Strahlungskonstante [ $\text{Wm}^2$ ]
- $c_2$ : 2. Plancksche Strahlungskonstante [Km]
- $c$ : Lichtgeschwindigkeit im Vakuum ( $c = 299792458 \text{ m/s}$ )

- $h$ : Plancksches Wirkungsquantum ( $h = 6.626 \cdot 10^{-34} \text{ J/s}$ )
- $k$ : Boltzmannkonstante ( $k = 1.3806488 \cdot 10^{-23} \text{ J/K}$ )
- $\Omega_0$ : Raumwinkel ( $\Omega_0 = 1 \text{ sr}$ )

Es gibt verschiedene Ansätze, den Emissionskoeffizienten zu bestimmen. In dieser Arbeit wurde der Ansatz nach dem Lambert-Beerschen Absorptionsgesetz unter Berücksichtigung des Extinktionskoeffizienten nach Gstrein verwendet [53]:

$$\epsilon(\lambda_s) = 1 - e^{K_{ex}(\lambda_s)l} \quad (3.4)$$

$$K_{ex}(\lambda_s) = A_e \cdot c_{Ru\beta} \quad (3.5)$$

$$A_e \approx A_a = \frac{3 \cdot Q_a}{2 \cdot \rho_{Ru\beta} \cdot d_{Ru\beta}} \quad (3.6)$$

mit

- $K_{ex}(\lambda_s)$ : Extinktionskoeffizient [ $1/\text{m}$ ]
- $l$ : Schichtdicke (Abstand zwischen Sonde und gegenüberliegender Brennraumwand) [ $\text{m}$ ]
- $A_e$ : Massenextinktionsquerschnitt [ $\text{m}^2/\text{g}$ ]
- $c_{Ru\beta}$ : Rußkonzentration [ $\text{g}/\text{m}^3$ ]
- $A_a$ : Massenabsorptionsquerschnitt [ $\text{m}^2/\text{g}$ ]
- $Q_a$ : dimensionsloser Absorptionsquerschnitt ( $Q_{a,600} = 0.32$ ,  $Q_{a,900} = 0.22$ )
- $\rho_{Ru\beta}$ : Dichte der Rußteilchen ( $\rho_{Ru\beta} = 2000 \text{ kg}/\text{m}^3$ )
- $d_{Ru\beta}$ : Durchmesser der Rußteilchen ( $d_{Ru\beta} = 50 \text{ nm}$ )

In den Extinktionskoeffizienten fließt die Rußkonzentration als Unbekannte und ein abgeschätzter Massenabsorptionsquerschnitt ein. Letzterer hängt von einer angenommenen Dichte der Rußteilchen und deren mittleren Durchmesser ab. Die Auflösung von Gleichung 3.1 mit Gleichung 3.4 (und Gl. 3.5) nach der Rußkonzentration führt für die jeweils betrachtete Wellenlänge ( $\lambda_1 = 600 \text{ nm}$  und  $\lambda_2 = 900 \text{ nm}$ ) zu folgender Formel:

$$c_{Ru\beta}(\lambda) = \frac{-\ln \cdot \left( 1 - e^{\frac{c_2}{\lambda} \cdot \left( \frac{1}{T} - \frac{1}{T_s} \right)} \right)}{A_a(\lambda) \cdot l} \quad (3.7)$$



Durch Aufstellen der Formel für die beiden betrachteten Wellenlängen ( $\lambda_1$  und  $\lambda_2$ ) und Gleichsetzen lässt sich das lineare Gleichungssystem zur Temperaturberechnung ableiten, welches iterativ gelöst werden kann:

$$\frac{1}{T} = \frac{1}{T_{s1}} + \frac{\lambda_1}{c_2} \cdot \ln \left( 1 - \left( 1 - e^{\frac{c_2}{\lambda_2} \cdot \left( \frac{1}{T} - \frac{1}{T_{s2}} \right)} \right)^{\frac{A_{a1}}{A_{a2}}} \right) \quad (3.8)$$

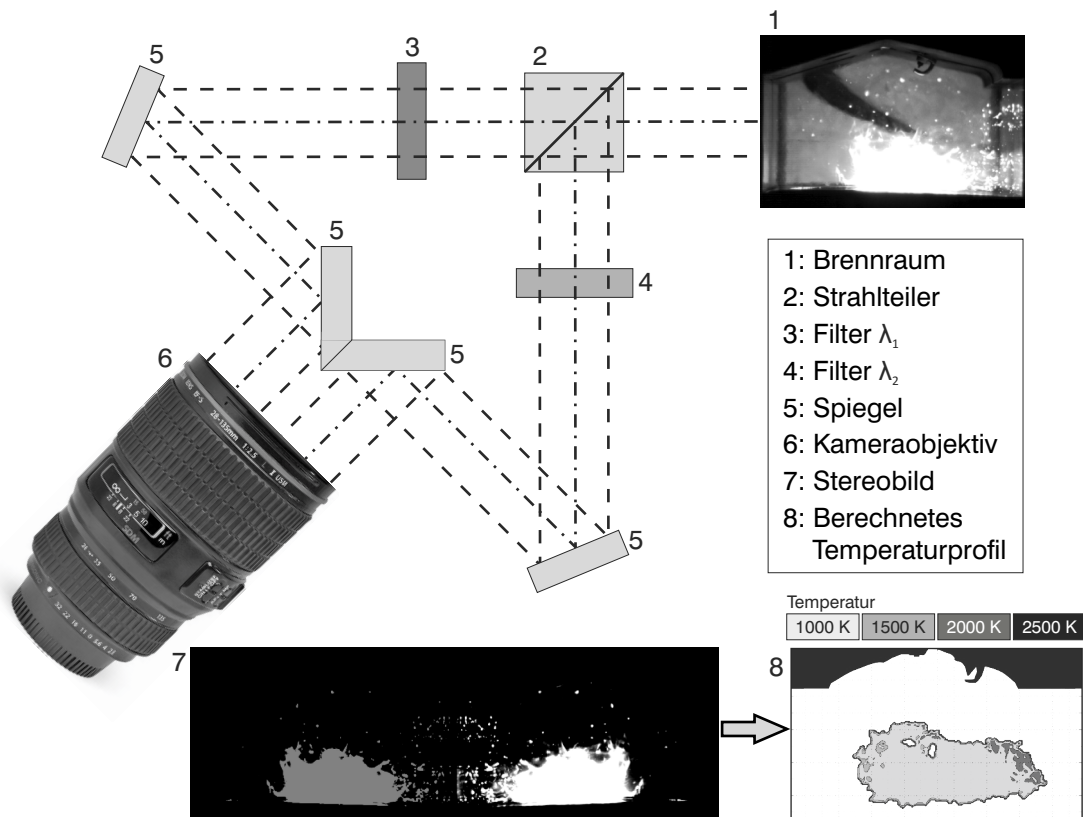
Bei der Bewertung und Interpretation der berechneten Werte gilt es, die getroffenen Annahmen zu berücksichtigen. So werden bei der Entwicklung der mathematischen Zusammenhänge und der Berechnung folgende Randbedingungen festgesetzt [46]:

1. Der Raumwinkel der optischen Sonde im Motor und beim Kalibrieraufbau wird als gleich groß angenommen.
2. Die Gültigkeit der Wienschen Näherung für den Versuchsaufbau wird vorausgesetzt.
3. Die Rußpartikel haben einen mittleren Durchmesser von 50 nm und eine Dichte von  $2 \text{ g/cm}^3$ .
4. Die Rußflamme wird als Gaskörper mit konstanter Schichtdicke angenommen.

Verschiedene Untersuchungen im dieselmotorischen Bereich lassen vermuten, dass der Fehlereinfluss der ersten beiden genannten Punkte gering ist und vernachlässigt werden kann. Die Annahme eines mittleren Durchmessers von 50 nm und einer Dichte von  $2 \text{ g/cm}^3$  wurde für den Dieselmotor in verschiedenen Veröffentlichungen bestätigt [143, 175]. Messungen der Partikelgrößenverteilung im Abgas von Ottomotoren zeigen jedoch eine Verschiebung des Agglomerationsmodus hin zu kleineren Partikeldurchmessern, als sie im Abgas eines Dieselmotors detektiert werden. Dies in Verbindung mit der letzten Annahme, dass die Rußflamme die Schichtdicke vollständig ausfüllt, führt zu einem Überbefund der Rußkonzentration und -masse im Brennraum.

Speziell die letzte Annahme ist bei den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen im Katalysatorheizbetrieb mit zündungsnaher Einspritzung kritisch zu hinterfragen. Das Rußleuchten nimmt hier nur einen Teil des Beobachtungsvolumens ein. Dies wird auf Hochgeschwindigkeitsaufnahmen der Verbrennung deutlich. So sind die absolut berechneten Größen, speziell die der Rußkonzentration und -masse, mit einer Ungenauigkeit versehen. Der qualitative Verlauf der Rechengrößen und die Vergleichsmöglichkeit verschiedener Messungen miteinander werden dadurch jedoch nicht wesentlich beeinträchtigt. Aussagen über das Rußbildungs- und Rußoxidationsverhalten sowie das generelle Temperaturniveau bei Variation der Betriebsstrategie können folglich getroffen werden.

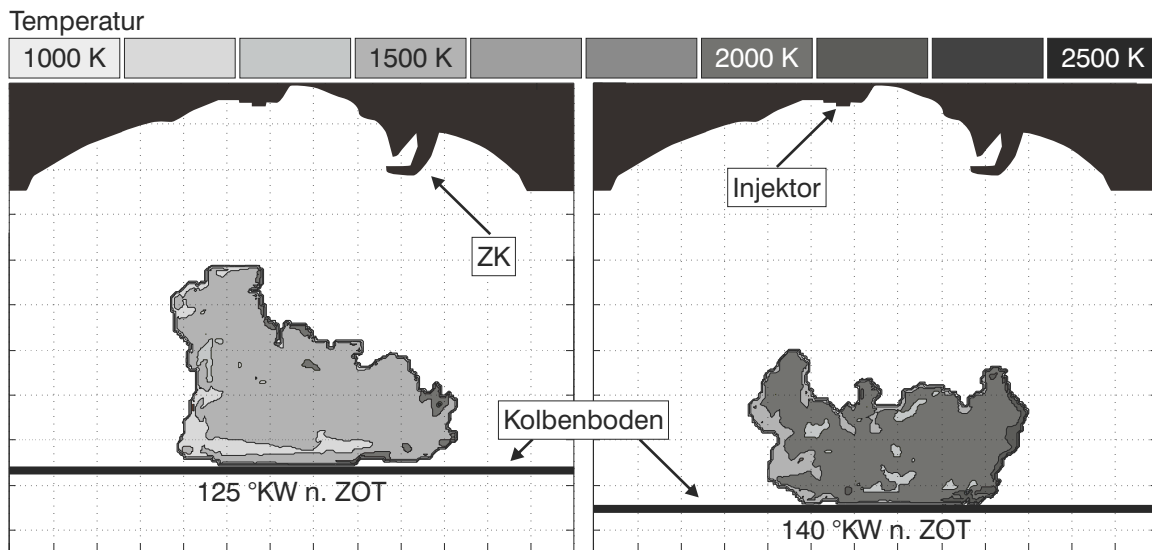
Um die räumliche Ausbreitung des Rußleuchtens zu berücksichtigen und so den Fehler durch die vierte Annahme zu reduzieren, ist eine Kombination aus pyrometrischen Messungen und Hochgeschwindigkeitsaufnahmen der Verbrennung sinnvoll. Daher wurde ein Mess- und Kalibrier Aufbau sowie eine Auswerteroutine für eine zweidimensionale Zwei-Farben-Methode entwickelt und am EHT eingesetzt. Der optische Aufbau ist in Abbildung 3.11 dargestellt. Es wurde darauf geachtet, dass beide Teilbilder den gleichen Objektstand zur Kamera besitzen. Für möglichst kleine optische Verluste und um beide Bilder verzerrungsfrei auf das Objektiv zu leiten, wurde die Anzahl der Umlenkungen gering gehalten. Ferner wurden die einzelnen optischen Komponenten hinsichtlich ihres wellenlängenabhängigen Transmissionsverhaltens vermessen, dieses in der Berechnung entsprechend berücksichtigt und so die Unsicherheiten der Messtechnik weiter reduziert.



**Abbildung 3.11:** Optischer Aufbau der zweidimensionalen Zwei-Farben-Methode am Einhubtriebwerk nach [109]

Abbildung 3.12 zeigt beispielhaft die Temperaturverteilung in zwei Zeitschritten einer am EHT durchgeführten Messung. An dem Aggregat wurde der Katalysatorheizbetrieb mit zündungsnaher Einspritzung abgebildet. Die vergleichsweise große zündungsnah eingebrachte Kraftstoffmenge (8 mg) führte zu Kolbenbenetzung und in Folge zu „Pool Fire“, welches mit Hilfe der zweidimensionalen Zwei-Farben-Methode ausgewer-

tet wurde. Die untere Grenze des leuchtenden Bereichs wird daher durch den Kolbenboden definiert, wodurch sich die geradlinige Kontur erklärt.



**Abbildung 3.12:** Temperaturverteilung im „Pool Fire“ nach der zweidimensionalen Zwei-Farben-Methode nach [109]

Der Messaufbau erlaubt nicht nur die Ermittlung eines zweidimensionalen Temperaturfeldes, sondern auch die Bestimmung der Fläche und Kontur des leuchtenden Bereichs sowie deren Entwicklung über den Verbrennungsverlauf. Einflüsse der Spraybeschaffenheit und der Ladungsbewegung können so ebenfalls untersucht werden. Im FVV-Vorhaben Nr. 1144 „Partikel bei Otto-DI II“ wird diese Messtechnik daher für die Anwendung am EZA befähigt und ergänzt dort die integrale Zwei-Farben-Methode, wie sie in dieser Arbeit am EZA zum Einsatz kam.

Für eine weiterführende Erläuterung der zweidimensionalen Zwei-Farben-Methode sei auf die im Rahmen der vorliegenden Arbeit absolvierte Diplomarbeit von Jérôme Mertens verwiesen [109].

### 3.2.3 Sonstige Sondermesstechnik

Um bei Mehrfacheinspritzung die Menge der einzelnen Einspritzungen pro Zyklus zu erfassen, wurde injektornah ein „AVL Shot To Shot Plu 131“ Messsystem zur dynamischen hochaufgelösten Durchflussmessung verwendet. Durch die Kombination eines rotatorischen und translatorischen Verdrängerzählers ermöglicht das System sowohl die Erfassung des mittleren Kraftstoffverbrauchs als auch des Einspritzratenverlaufs einzelner Einspritzungen. So wurde der Einspritzbeginn, die Einspritzmenge und deren prozentuale Varianz für jede einzelne Einspritzung und über 50 Einzelzyklen erfasst. Außerdem wurde der mittlere zyklische Kraftstoffverbrauch und Raildruck gemessen. Abbildung 3.13 zeigt beispielhaft einige der gewonnenen Messgrößen.

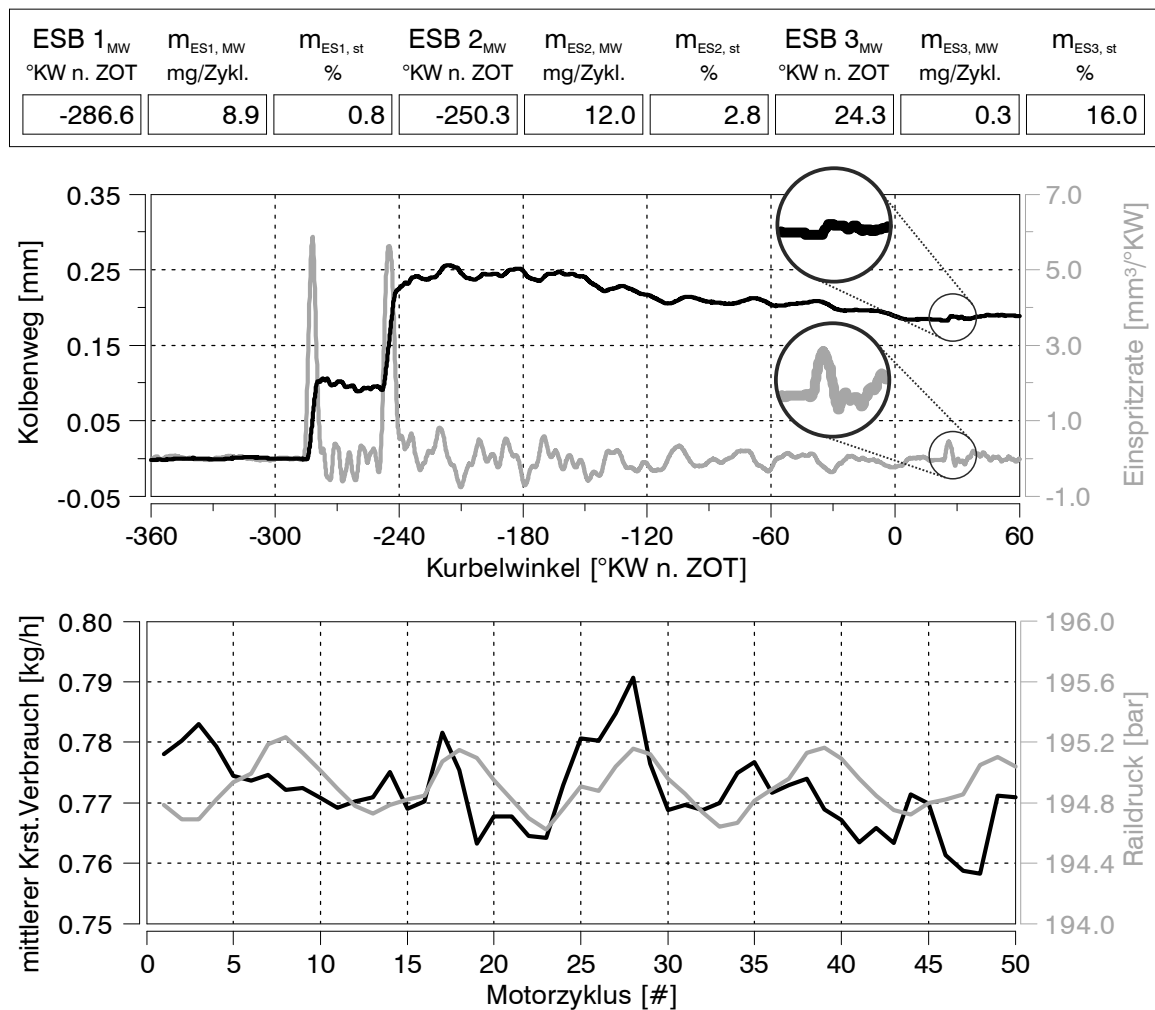
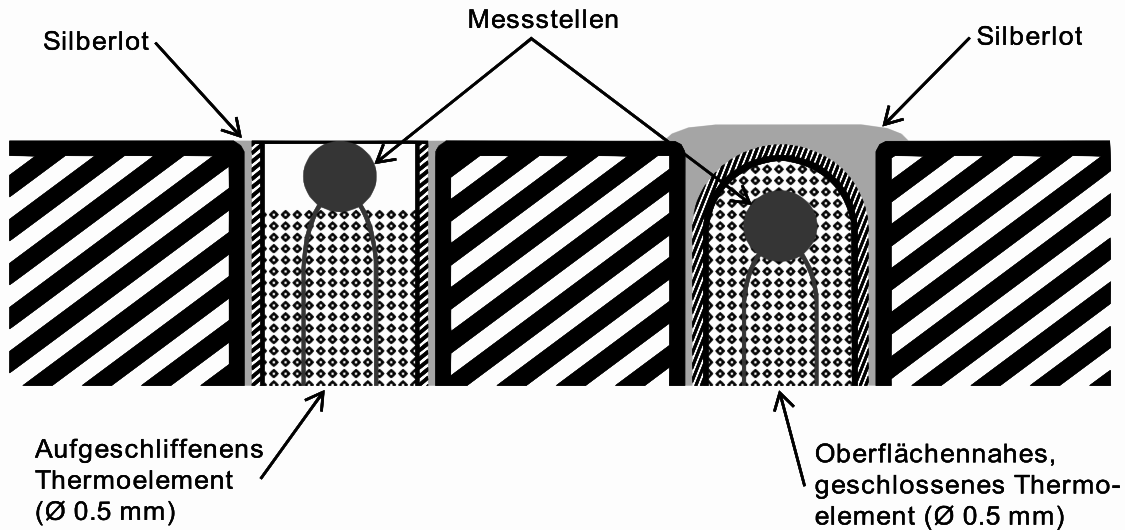


Abbildung 3.13: Messgrößen AVL Shot To Shot Plu 131 am Einzylinderaggregat

Die marginalen Messausschläge der Einspritzrate während der Kleinstmengeneinspritzung bei 24.3 °KW n. ZOT verdeutlichen die Bedeutung der Feinabstimmung des Aufbaus wie auch der softwareseitigen Parametrierung. Laut Hersteller sind Verbrauchsmessungen ab 0.1 l/h mit einer Standardunsicherheit von 0.1 % möglich [56]. Diese Angaben beziehen sich auf das Messsystem selbst und werden durch Einflüsse wie Raildruckschwankungen überlagert. Für eine hohe Messgenauigkeit wurde daher eine Druckausgleichsmembran zwischen Kraftstoffrail und Messsystem/Injektor montiert, welche die durch die Dreikolben-Hochdruckpumpe verursachten Druckpulsationen im Kraftstoffrail dämpfte. Auf diese Weise konnten Kleinstmengen im ballistischen Betriebsbereich der Injektoren (zündungnahe Einspritzung im Katalysatorheizbetrieb) zuverlässig erfasst werden.

Außerdem wurden für einzelne Messungen zwei Oberflächenthermoelemente in einen Stahlstopfen eingebracht, um das lokale Aufwärmverhalten der Brennraumwand sowie den dynamischen Temperaturverlauf über den Motorzyklus in Abhängigkeit verschie-

dener Betriebsstrategien zu ermitteln. Dieser Stopfen wurde bei Bedarf in den Beobachtungszugang (siehe Abb. 3.3 links) des Versuchsträgers eingeschraubt. Das eine der beiden Thermoelemente wurde bündig zur Stopfenoberfläche und das andere mit geringem Überstand eingelötet und aufgeschliffen. Auf diese Weise konnte die für die Messung notwendige Dynamik erreicht werden. Abbildung 3.14 zeigt den Aufbau der beiden Oberflächentemperaturmessstellen.



**Abbildung 3.14:** Aufbau der Brennraumoberflächentemperaturmessstellen

Die Kombination innermotorischer Untersuchungsmethoden mit der Partikelmessung im Rohabgas bildet die Grundlage, um Zusammenhänge zwischen dem Motorprozess und den Partikelemissionen herzustellen. Die Ergebnisse der Messungen am EHT und EZA werden in den folgenden drei Kapiteln vorgestellt.



## 4 Voruntersuchungen am Einhubtriebwerk

Im Vorfeld zu den motorischen Messungen am Einzylinderaggregat (EZA) wurden grundlegende Voruntersuchungen zur Gemischbildung und Verbrennung im Katalysatorheizbetrieb am Einhubtriebwerk (EHT) durchgeführt. Ziel der Untersuchungen war es, durch optische Messverfahren die Interaktion zwischen Einspritzung und Brennraumströmung zu analysieren und durch Auswertung des Rußeigenleuchtens während der Verbrennung die Auswirkungen auf die Ruß- bzw. Partikelbildung im Brennraum zu bewerten.

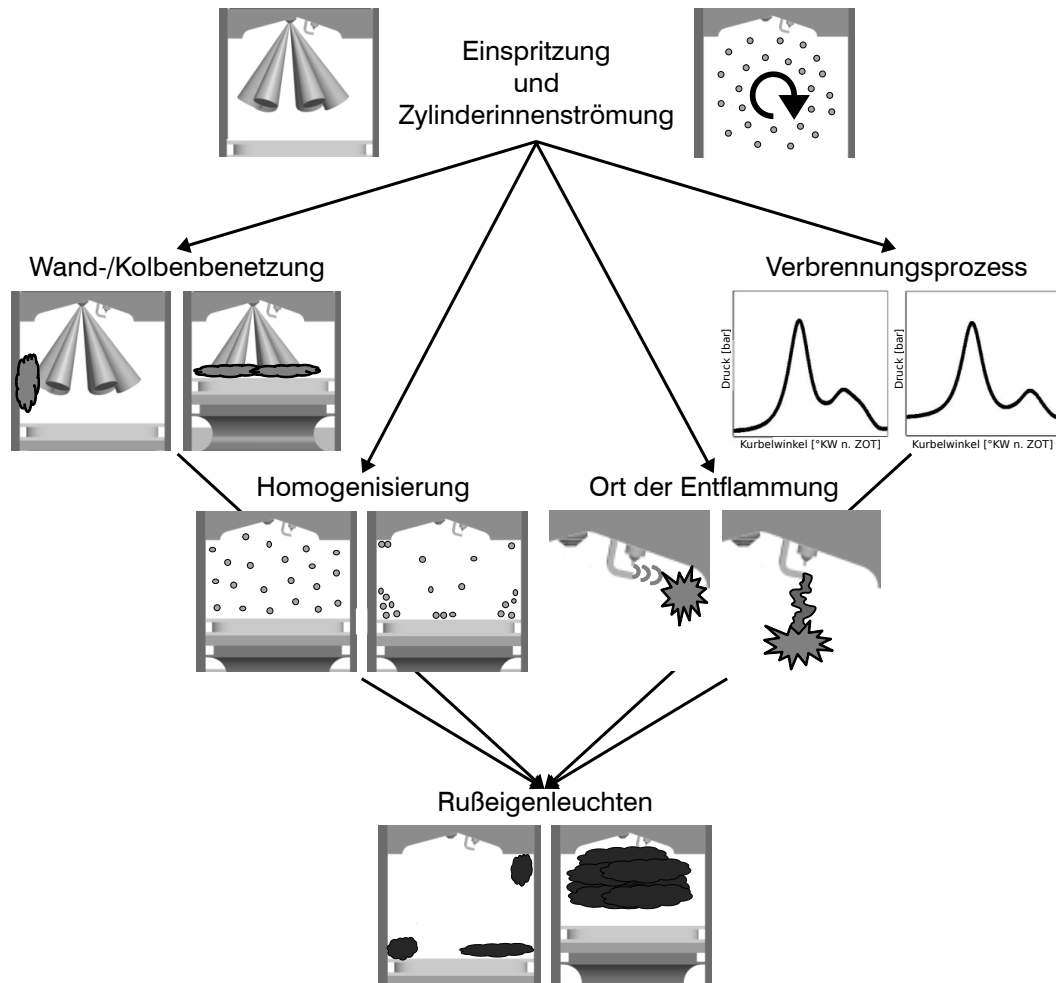
Durch die großflächigen optischen Zugänge am EHT konnte der gesamte Brennraum mit Hilfe einer CMOS-Hochgeschwindigkeitskamera beobachtet werden. Die Intensität und Struktur der großskaligen Zylinderinnenströmung wurde mittels High-Speed Particle Image Velocimetry ermittelt, während die turbulente Schwankungsgeschwindigkeit aus Simulationsergebnissen einer früheren Arbeit übernommen werden konnte (siehe Abb. 3.2 links). Bedingt durch die verwendete Zweilochplatte zur Generierung der Ladungsbewegung zeigte die Auswertung eine intensive Tumbleströmung, nachdem der Turbulenzgenerator durch den Brennraum bewegt wurde (siehe Abb. 3.2 rechts).

Um die Einspritzung zu visualisieren, wurde eine Hintergrundbeleuchtung auf der gegenüberliegenden Seite der Hochgeschwindigkeitskamera (Gegenlichtaufnahmen) verwendet. Dabei wurde durch einen Riss in der Rückwand des EHT ein Schatten verursacht (siehe Abb. 4.3), welcher bei der Bewertung der Sprayaufnahmen zu berücksichtigen ist.

Im Rahmen der Auswertung wurden im Wesentlichen der Grad der Bauteilbenetzung, die Homogenisierung, der Brennverlauf und der Ort der Entflammung bzw. die Entflammungsstabilität als Einflussfaktoren auf das während der Verbrennung erfasste (Ruß-)Eigenleuchten identifiziert. So gliedert sich dieses Kapitel im Folgenden in die Diskussion dieser einzelnen Faktoren, ihre Beeinflussung durch Ladungsbewegung und Einspritzung sowie die Ausprägung der auftretenden diffusiven Verbrennungen. Die Zusammenhänge sind in Abbildung 4.1 zusammengefasst.

- Wand-/Kolbenbenetzung

Die Bauteilbenetzung ist, wie auch am EZA beobachtet, eine wesentliche Ursache für erhöhte Partikelemissionen. Die kalten Brennraumwände und die verhältnismäßig große aufzubereitende Kraftstoffmenge pro Zyklus im Katalysatorheizbetrieb (nahezu Saugvollast) erschweren die Gemischaufbereitung. Aufnahmen mit der Hochgeschwindigkeitskamera haben gezeigt, dass unverdampfte Kraftstoffanlagerungen an der Wand in der Kompressionsphase vom ersten Kolbenring

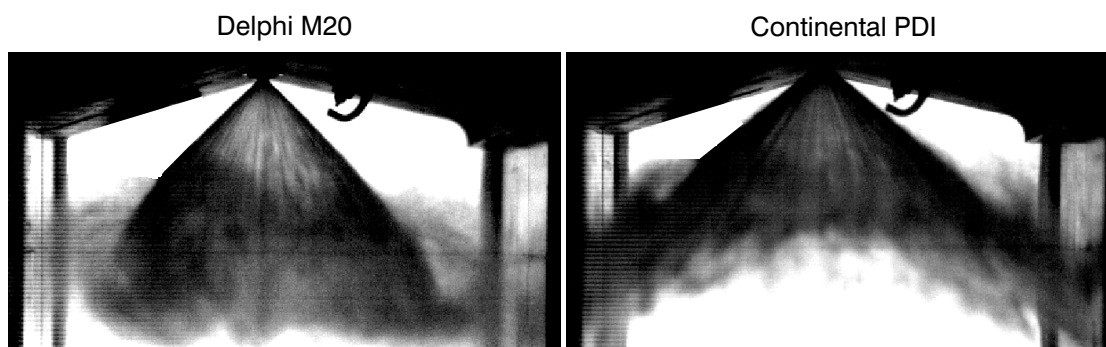


**Abbildung 4.1:** Zusammenhänge zwischen Gemischbildung und Rußeigenleuchten am Einhubtriebwerk

abgestriffen werden und während der Verbrennung speziell im Bereich des Feuerstegs zu „Pool Fire“ führen. Aus der Literatur bekannt ist ferner, dass das Austreten von Kraftstoff aus dem Feuersteg während der Expansion zudem Ursache erhöhter HC-Emissionen ist [36]. Bei der Umsetzung dieser Kraftstoffablagerungen kommt erschwerend hinzu, dass sie sich in Bereichen befinden, welche von der Flamme (wenn überhaupt) erst am Ende der Verbrennung erreicht werden. Selbiges gilt für die Kolbenbenetzung. Die Kolbenoberfläche erwärmt sich im Vergleich zu den Brennraumwänden zwar schneller, die über die Lebensdauer eines Motors auf dem Kolben entstehenden Ablagerungen wirken jedoch wie ein Schwamm und erschweren das Abdampfen von Kraftstoffanlagerungen. Eine Aussage, ob Wand- oder Kolbenbenetzung hinsichtlich der Rußemissionen kritischer ist, kann am EHT nicht getroffen werden.

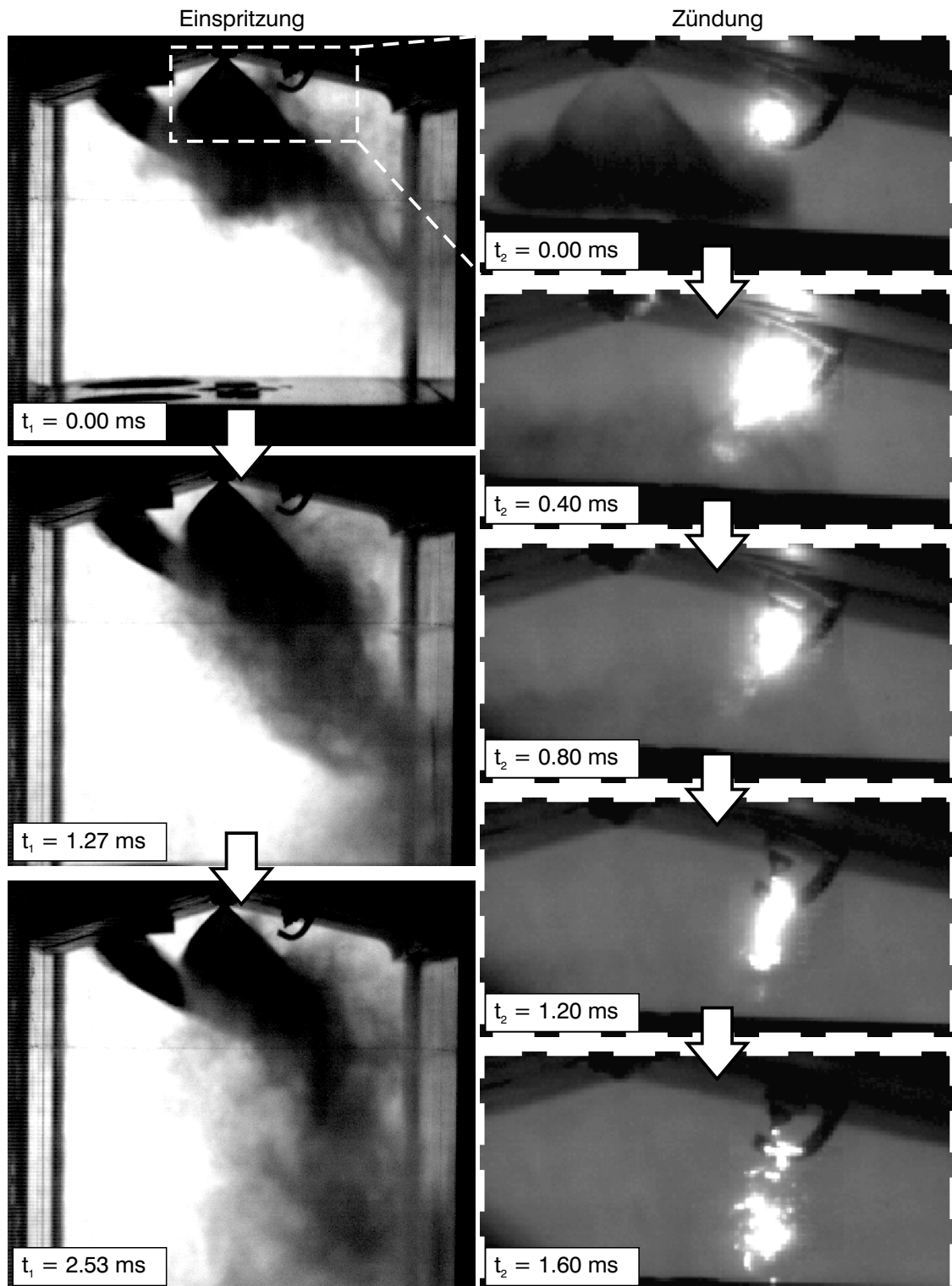


Bezüglich der unterschiedlichen Spraygeometrien der einzelnen Injektoren wurde während der Messungen deutlich, dass bei solchen mit kleinem (engem) Spraywinkel (z.B. „Delphi M12“) die Gefahr der Wandbenetzung am geringsten ist, eine OT-nahe (zündungsnahe) Einspritzung jedoch im Vergleich zu weiten Sprays eine kürzere freie Strahllänge bietet und so schneller zu Kolbenbenetzung führt. Entsprechend andersherum verhält es sich bei den Injektoren mit weit öffnendem Hohlkegelspray (z.B. „Continental PDI“). Hier bilden hauptsächlich die Brennraumwände während der Haupteinspritzung in den Saughub die begrenzende Größe bei der Sprayausbreitung, eine OT-nahe (zündungsnahe) Einspritzung ist hinsichtlich der Kolbenbenetzung weniger kritisch (siehe Abb. 3.4). Eine Gegenüberstellung der Hohlkegelsprays des „Continental PDI“ und „Delphi M20“ Injektors offenbarte jedoch deutliche Unterschiede im Ausbreitungsverhalten. Während der Kegel des „Continental PDI“ Injektors über die gesamte Ansteuerdauer in seiner Form stabil blieb, fiel der Spraykegel des „Delphi M20“ Injektors in den Außenbereichen ab einer gewissen Eindringtiefe mit der Ausbildung einer Rezirkulationswalze nach unten ab. Abbildung 4.2 zeigt Sprayaufnahmen beider Injektoren während der Einspritzung, wobei zum Zeitpunkt der Aufnahme in beiden Fällen bereits ca. 35 mg Kraftstoff eingebracht wurden.



**Abbildung 4.2:** Sprayausbreitung ohne Ladungsbewegung; Gegendruck:  $\approx 1$  bar, Kraftstoff: E5 (RON 95), Einspritzdruck: 150 bar („Delphi M20“) und 200 bar („Continental PDI“)

Neben einer injektorindividuellen Optimierung der Einspritzstrategie kann eine Erhöhung der Ladungsbewegung im Brennraum die Gemischaufbereitung, wie in Unterkapitel 2.4.1 dargestellt, unterstützen. Durch eine höhere Relativgeschwindigkeit des eingespritzten Kraftstoffs zum umgebenden Gas wird der Strahlaufruch beschleunigt und die Verdampfungsrate angehoben. In Folge nimmt die Sprayeindringtiefe ab. Gleichzeitig besteht jedoch die Möglichkeit, dass das Kraftstoffspray durch die Ladungsbewegung (Tumble) abgelenkt wird. Dies kann den positiven Effekten entgegenwirken. Abbildung 4.3 links zeigt die Sprayausbreitung („Delphi M20“ Injektor) der Haupteinspritzung bei einer mittleren Strömungsgeschwindigkeit von  $10\text{-}12\text{ m/s}$  und einer turbulenten Schwankungsgeschwindigkeit von  $5\text{-}9\text{ m/s}$ .



**Abbildung 4.3:** Links: Einspritzung bei einer mittleren Strömungsgeschwindigkeit von  $10\text{-}12\text{ m/s}$  und einer turbulenten Schwankungsgeschwindigkeit von  $5\text{-}9\text{ m/s}$ ; Rechts: Zündung mit „Abtropfeffekt“ von Zündkerze

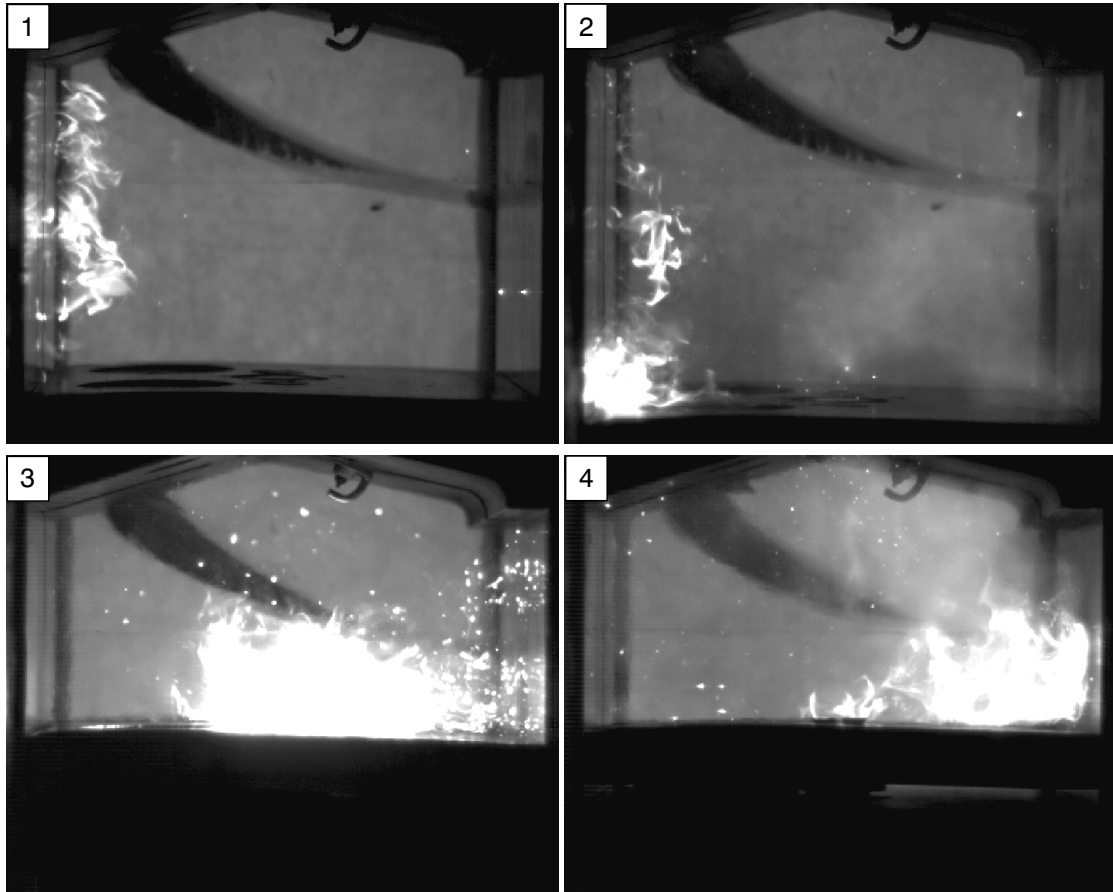
Die Laufkoordinate  $t_1$  dient der zeitlichen Zuordnung der Einzelaufnahmen zueinander. Es ist in der Bildfolge deutlich zu erkennen, dass der im (nahezu) strömungsfreien Brennraum gleichmäßige symmetrische Spraykegel (siehe Abb. 4.2 links) durch die Tumbleströmung stark umgelenkt wird. Dadurch wird die Kraftstoffausbreitung in Richtung der linken Brennraumwand erheblich reduziert. Stattdessen wandert die Kraftstoffwolke mit der Tumbleströmung an der rechten Brennraumwand entlang in Richtung des Kolbens. Zudem sind im Bereich um die Zündkerze bei den Zeitschritten  $t_1=0.00$  ms und  $t_1=1.27$  ms Kraftstoffverwirbelungen zu beobachten, wie sie im Fall ohne Ladungsbewegung nicht zu erkennen sind (siehe Abb. 4.2 links). Diese beiden Beobachtungen werden in den folgenden Unterpunkten „Homogenisierung“ und „Ort der Entflammung“ noch einmal aufgegriffen.

Neben dem in Abbildung 4.3 links dargestellten Einfluss der Brennraumströmung auf die Sprayausbreitung hat andersherum auch der Impuls der Einspritzung einen Einfluss auf die Ladungsbewegung. Er kann diese unterstützen oder ihr entgegenwirken, was sich wiederum auf die Gemischhomogenisierung, den Zündverzug und die Brenngeschwindigkeit auswirkt. Während der PIV-Messungen am EHT konnte beobachtet werden, dass die Tumbleströmung bei der Aufteilung der Einspritzung in fünf gleichlange Pulse mit ausreichend großen Pausenzeiten, um den Kraftstoff aus dem Einspritzbereich zu transportieren, geschwächt erhalten blieb, während eine lange Einspritzung die großskalige Tumbleströmung nahezu vollständig in viele kleine Wirbel auflöste. Die Aufteilung der Einspritzung reduzierte so im Fall des „Continental PDI“ Injektors nicht nur die Wandinteraktion durch kürzere Einzelimpulse, sondern führte durch eine bessere Luftausnutzung und dem Erhalt der Tumbleströmung zu einem homogeneren Luft-Kraftstoff-Gemisch zum Zündzeitpunkt, welches sich durch die Auswertung des Rußleuchtens während der Verbrennung zeigte. Die komplexen Zusammenhänge zwischen Einspritzung und Zylinderinnenströmung auf die Gemischbildung verdeutlichen, dass eine Abstimmung für jeden Gemischbildner individuell zu erarbeiten ist. Dies ist essentiell zur Darstellung eines emissionsarmen und stabilen Katalysatorheizbetriebs.

- Homogenisierung

Durch eine unzureichende Homogenisierung bilden sich fette Gemischbereiche im Brennraum und stellen durch den Sauerstoffmangel bei der Verbrennung eine potenzielle Quelle von Rußemissionen dar. Im Vergleich zu global fetten Gemischen besteht bei lokal fetten Zonen grundsätzlich das Potenzial der Nachoxidation im weiteren Prozessverlauf. Eine gezielte Inhomogenität (z.B. Ladungsschichtung mit fettem Bereich um die Zündkerze) kann sich positiv auf die Entflammung bzw. Verbrennungsstabilität auswirken. Im Rahmen dieser Arbeit wurde zunächst darauf geachtet, eine möglichst gute Homogenisierung des während des „Saughubs“ eingebrachten Kraftstoffs mit der Luft darzustellen, d.h. in Verbindung mit einer starken Ladungsbewegung die Einspritzstrategie so zu wählen, dass einerseits Bauteilbenetzung und andererseits die Auflösung der Zylinder-

innenströmung durch die Einspritzung vermieden wird. Im vorherigen Absatz „Wand-/Kolbenbenetzung“ wurde gezeigt, dass durch eine intensive Ladungsbewegung das Spraybild signifikant beeinflusst wird. Die Kraftstoffwolke wurde von der Tumbleströmung entlang der rechten Brennraumwand in Richtung des Kolbens mitgerissen (siehe Abb. 4.3 links). Während der darauf folgenden Verbrennung zeigte sich durch die Intensivierung der Ladungsbewegung zwar über den gesamten Brennraum betrachtet eine bessere Homogenisierung mit weniger fetten Gemischbereichen, jedoch trat lokal an der rechten Seite des Kolbens im Bereich des Feuerstegs „Pool Fire“ auf. Dies ist im Teilbild 4 der Abbildung 4.4 illustriert.



**Abbildung 4.4:** Verschiedene Orte diffusiver Verbrennung, wie sie sich durch Variation der Spraygeometrie, Einspritzstrategie und Brennraumströmung ergeben

Die Teilbilder 1 und 2 wurden beim Betrieb mit dem „Continental PDI“ Injektor und einer Tumbleströmung mit mittlerer Strömungsgeschwindigkeit von ca.  $3-6 \text{ m/s}$  aufgezeichnet. Das Kraftstoffspray wurde auf der linken Seite des Brennraums durch die Tumbleströmung zum Teil entlang der Wand nach oben abgelenkt, gelangte während der Verdichtung in den Feuersteg und wurde während der Abwärtsbewegung des Kolbens wieder freigesetzt. Hierdurch breitete

sich eine Diffusionsflamme zunächst entlang der Brennraumwand und anschließend im Bereich des Feuerstegs aus. Teilbild 3 zeigt ein „Pool Fire“ auf dem Kolben, welches durch eine zu lange zündungsnahе Einspritzung mit dem „Delphi M12“ Mehrlochinjektor verursacht wurde. Durch den geringen Spraywinkel und die damit einhergehende kurze freie Strahllänge der zündungsnahen Einspritzung (Kolben im Bereich des oberen Totpunkts) trat Kolbenbenetzung mit Kraftstoff auf, welcher anschließend während der Verbrennung unter Rußbildung umgesetzt wurde. In Summe haben die optischen Messungen zur Bewertung der Homogenisierung und damit verbunden auch der Wand-/Kolbenbenetzung gezeigt, dass prinzipiell sowohl eine Erhöhung der Ladungsbewegungsintensität als auch die Umstellung von Einfach- auf Mehrfacheinspritzung die globale Homogenisierung unterstützen. Beide Maßnahmen sind jedoch gemeinsam mit der Homogenisierung entgegenwirkenden Effekten zu diskutieren. Zum einen nimmt durch eine Aufteilung der Einspritzung die Zeit zur Verdampfung und Gemischbildung ab, zum anderen kann eine zu intensive Ladungsbewegung das Kraftstoffspray so stark umlenken, dass der Kraftstofftransport an die Wand gefördert wird, wo er aufgrund der kalten Brennraumwände nur unvollständig verdampft werden kann. Im Bezug auf die Kraftstoffeinbringung zur gezielten Ladungsschichtung oder Turbulenzgenerierung (zündungsnahе Einspritzung) bestätigen sich die Ergebnisse von Spicher et al. [165] aus dem FVV-Vorhaben Nr.429 „Direkteinspritzung Ottomotor I“. Beides lässt sich durch einen für den Brennraum geeigneten Gemischbildner bei schwacher oder fehlender Ladungsbewegung stabiler darstellen als bei starker Ladungsbewegung, welche zu einer Verwehung des Kraftstoffsprays bzw. der Gemischwolke führt.

- Ort der Entflammung

Um eine Verbrennung mit geringen zyklischen Schwankungen umzusetzen, sollte der Ort der Entflammung stabil im dazu vorgesehenen Bereich an der Zündkerze liegen. Bei einer größeren mittleren Strömungsgeschwindigkeit als ca.  $6 \text{ m/s}$  wurde am EHT mehrfach beobachtet, wie der Zündfunke von der Kerze abriss, das Zündplasma augenscheinlich mit der Tumbleströmung in Richtung der rechten Brennraumwand getragen wurde und die Verbrennung (sichtbarer Bereich) sich schließlich statt von der Zündkerze von der rechten Brennraumwand ausbreitete. Längere Flammenwege waren die Folge, wodurch fette Bereiche auf der gegenüberliegenden Brennraumseite erst spät erreicht wurden und die Zeit zur Nachoxidation der dort entstehenden Partikel abnahm. Im ungünstigsten Fall wurde das Luft-Kraftstoff-Gemisch gar nicht entflammt. Die Ausrichtung der Zündkerze ist in diesem Zusammenhang ebenfalls von Bedeutung, wie von Schwenger et al. [147] in früheren Untersuchungen am gleichen Versuchsträger bereits gezeigt werden konnte. Da es bei den Voruntersuchungen nur um die Erarbeitung prinzipiell auftretender Effekte und deren Auswirkungen auf die Partikelemissionen ging, wurde keine Variation der Zündkerzenausrichtung durchgeführt.

Neben dem Abreißen des Zündfunkens mit der Tumbleströmung konnte ein weiterer Effekt beobachtet werden. Wie im Absatz „Wand-/Kolbenbenetzung“ dis-

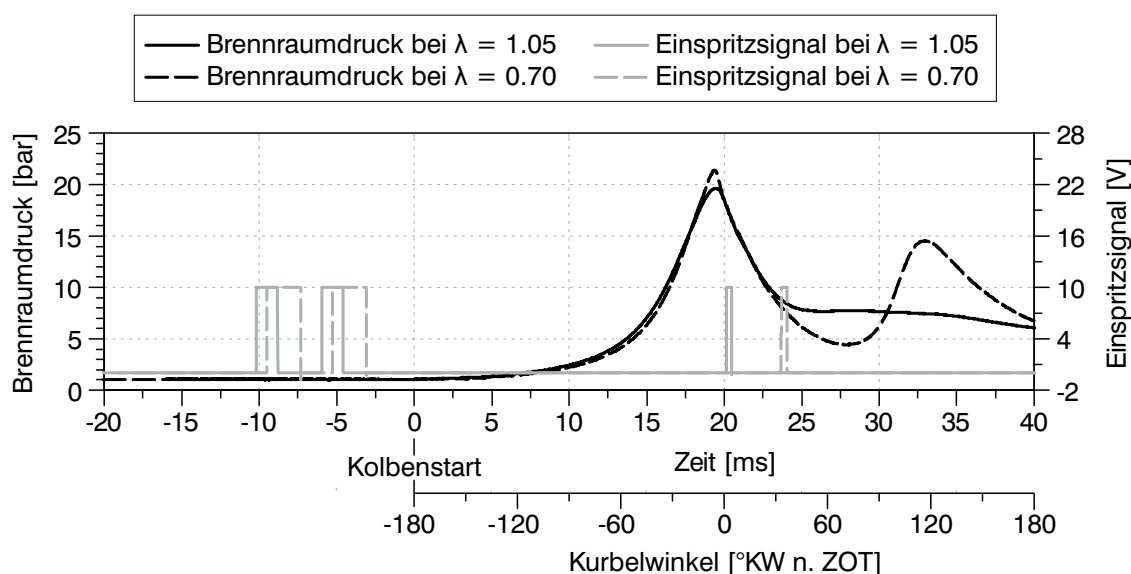
kutiert und in Abbildung 4.3 links gezeigt, wird mit Intensivierung der Tumbleströmung der Kraftstoff während der Haupteinspritzung zunehmend verweht, so dass beim Betrieb mit dem „Delphi M20“ Injektor Kraftstoffverwehungen die Zündkerze erreichen. In der rechten Bildfolge in Abbildung 4.3 ist der Bereich um die Zündkerze der gleichen Messung um den Zündzeitpunkt vergrößert dargestellt. Die erste Aufnahme zum Zeitpunkt  $t_2 = 0.00$  ms (Laufkoordinate  $t_2$  dient der zeitlichen Zuordnung der Einzelaufnahmen zueinander) zeigt den einsetzenden Zündfunken während der zündungsnah abgesetzten Einspritzung zur Stabilisierung der Entflammung. Durch die Abwärtsbewegung des Kolbens (Zündung nach OT) und die durch die zündungsnah Einspritzung eingebrachte Turbulenz bzw. Strömungsbewegung stellt sich eine abwärtsgerichtete Strömung unterhalb der Zündkerze ein. Der sich während der Haupteinspritzung an der Zündkerze oder im Atmungsraum angelagerte Kraftstoff folgt der Strömungsbewegung, wird durch den Zündfunken entflammt und „tropft“ augenscheinlich von der Zündkerze unter diffusiver Verbrennung in Richtung der Kolbenbewegung und des durch die zündungsnah Einspritzung fetten Gemischbereichs ab. Dort wird ein größerer Gemischbereich entflammt und es kann anhand des Rußeigenleuchtens die für die Verbrennung typische Ausbreitung der Flamme in alle Richtungen des Brennraums beobachtet werden. Es ergibt sich folglich augenscheinlich eine Verschiebung des Entflammungsortes. An der Zündkerze wird zunächst nur eine kleine Menge angelagerten Kraftstoffs aktiviert, welcher das Gemisch unterhalb der Zündkerze nach dem „Abtropfen“ von der Zündkerze entflammt. Die Verschiebung des Entflammungsortes kann nicht ohne weiteres als nachteilig bewertet werden, da er in Richtung Brennraummitte verschoben wird. Durch die fette Verbrennung des angelagerten Kraftstoffs ist jedoch mit einer lokal erhöhten Partikelbildung zu rechnen, welche aber durch die frühe und zentrumsnahe Entstehung vergleichsweise gute Randbedingungen zur Nachoxidation erfährt. Um dieses Potenzial besser abschätzen zu können, wurden pyrometrische Messungen nach der Zwei-Farben-Methode durchgeführt, welche im folgenden Unterpunkt diskutiert werden.

- **Verbrennungsprozess**

Die bisher diskutierten Parameter wurden hauptsächlich auf ihren Beitrag zur Partikelbildung bewertet. Um die Qualität des Motorprozesses abschließend zu evaluieren, ist jedoch auch das Potenzial zur Nachoxidation zu betrachten. Dies wird zum einen durch das global eingestellte Luft-Kraftstoff-Verhältnis und zum anderen durch den mittels Druckverlaufsanalyse ermittelten Brennverlauf definiert. Ist sowohl ausreichend Sauerstoff als auch ein hinreichend hohes Temperaturniveau im Brennraum vorhanden, sind die Randbedingungen zur Nachoxidation grundsätzlich erfüllt. Wie im Unterkapitel 2.2 diskutiert, entscheidet der zeitliche Temperaturverlauf über den Grad der Nachoxidation. Im Fall des Katalysatorheizbetriebs mit der sehr späten Lage des Verbrennungsschwerpunkts spielt in diesem Zusammenhang das Öffnen der Auslassventile eine nicht zu vernachlässigende Rolle. Der damit einhergehende Druck- und Temperaturabfall

bestimmt das Ende der Rußoxidation. Da der Gaswechsel am EHT manuell und nicht gekoppelt an die Kolbenposition erfolgt, ist eine Aussage über den Grad der Nachoxidation nur eingeschränkt möglich.

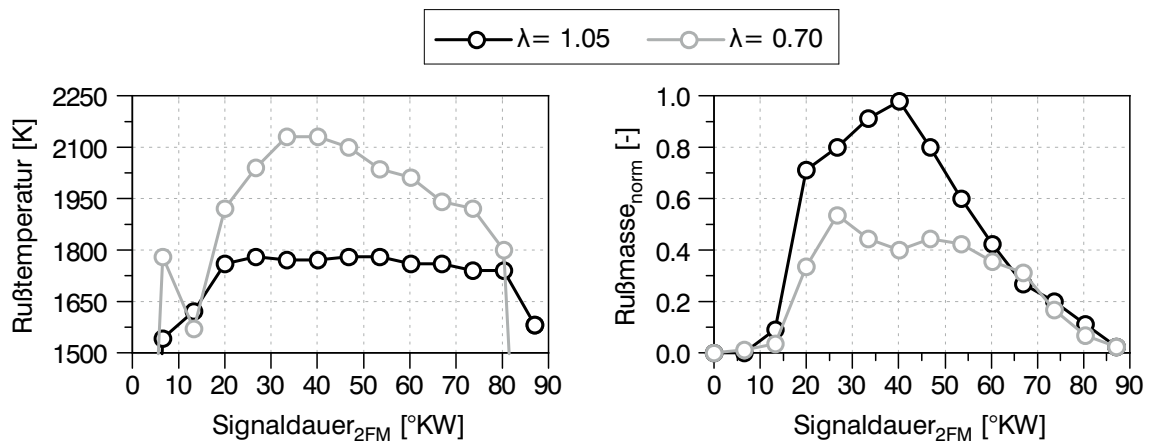
Zur messtechnischen Erfassung der Rußtemperatur sowie des Rußbildungs- und Oxidationsverhaltens wurde im Rahmen dieser Arbeit das Rußeigenleuchten mittels Zwei-Farben-Pyrometrie ausgewertet (siehe Unterkap. 3.2.2). Statt der integralen Methode, wie sie am EZA verwendet wurde und welche das Eigenleuchten über Lichtleiter erfasst, wurde mit Hilfe einer Strahlteileroptik in Kombination mit der bereits für die Spray- und Strömungsanalyse verwendeten CMOS-Hochgeschwindigkeitskamera ein Messaufbau zur zweidimensionalen Auswertung des Rußeigenleuchtens nach der Zwei-Farben-Methode entwickelt und am EHT appliziert. Auf diese Weise wurde speziell die Temperaturberechnung räumlich aufgelöst und präzisiert. Ein Schwerpunkt im Rahmen der Voruntersuchungen zum Katalysatorheizbetrieb lag in der näheren Betrachtung der diffusiven Verbrennung der zündungsnahen Einspritzung. Speziell beim Betrieb mit dem „Delphi M12“ Injektor mit vergleichsweise kleinem Strahlöffnungswinkel führt die zündungsnahen Einspritzung früher zur Kolbenbenetzung, weshalb er für die im Folgenden gezeigten Untersuchungen verwendet wurde. Es wurden zwei Betriebspunkte mit unterschiedlichem  $\lambda$  am EHT abgebildet, wie in Abbildung 4.5 dargestellt.



**Abbildung 4.5:** Indizierdaten im Katalysatorheizbetrieb mit  $\lambda = 1.05$  und  $\lambda = 0.70$

Der Einspritzdruck wurde auf 200 bar gesetzt und über die Dauer der Haupteinspritzung (Doppeleinspritzung mit zwei gleich langen Pulsen) ein globales  $\lambda$  von 1.05 und 0.70 eingestellt. Der zeitliche Abstand zwischen dem Start des Turbulenzgenerators und des Kolbens wurde auf 50 ms festgelegt, so dass zum Zeitpunkt der ersten Einspritzung eine turbulente Schwankungsgeschwindigkeit

von ca.  $2.1 \text{ m/s}$  bestand. Mit der zündungsnahen Einspritzung, welche zeitlich an den Zündzeitpunkt gekoppelt war, wurde in beiden Fällen  $8 \text{ mg}$  Kraftstoff eingebracht, um bewusst Kolbenbenetzung zu provozieren. Der Zündzeitpunkt für den Betrieb mit  $\lambda = 1.05$  wurde auf  $-5^\circ \text{KW v. ZOT}$  und für den mit  $\lambda = 0.70$  auf  $-30^\circ \text{KW v. ZOT}$  eingestellt, um in beiden Fällen eine sichere Entflammung zu gewährleisten. Daraus ergab sich für den Betrieb mit  $\lambda = 0.70$  eine etwa  $15^\circ \text{KW}$  spätere Lage des Verbrennungsschwerpunkts. Ziel der im Folgenden gezeigten Ergebnisse ist es, die Bedeutung des Sauerstoffangebotes und der Gastemperatur im Brennraum auf die Rußoxidation zu bewerten. Abbildung 4.6 zeigt die mittels Zwei-Farben-Methode bestimmten Verläufe der Rußtemperatur und der auf den Maximalwert normierten Rußmasse im Beobachtungsvolumen über die Dauer des Rußeigenleuchtens. Die Kurven für beide Betriebspunkte in Abbildung 4.6 beziehen sich auf das Signal des Rußleuchtens, d.h. ihre Startzeitpunkte wurden synchronisiert. Dies soll die Gegenüberstellung erleichtern.



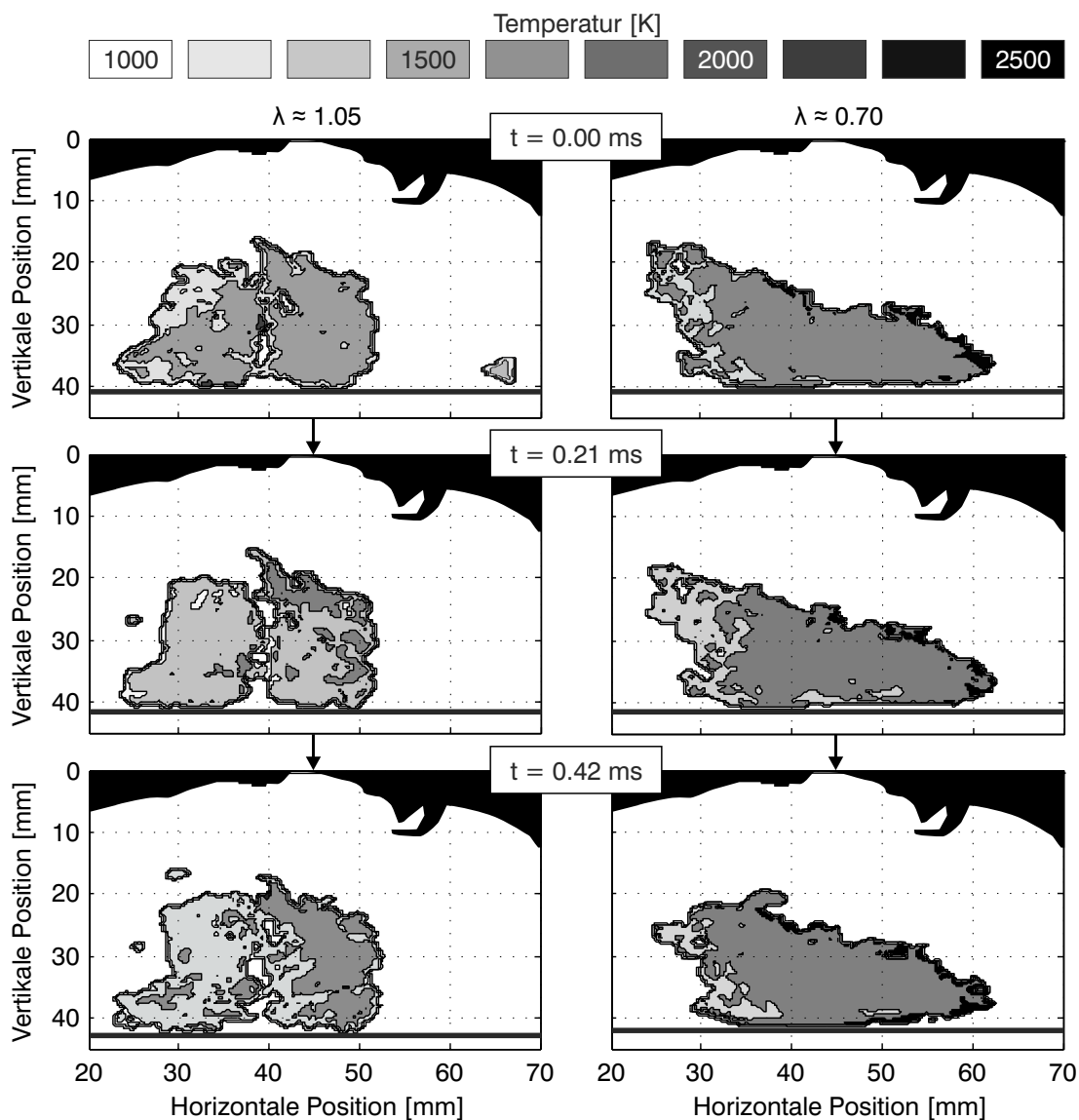
**Abbildung 4.6:** Entwicklung der Rußtemperatur und -masse (normiert) über die Dauer des Rußeigenleuchtens für den Betrieb mit  $\lambda = 1.05$  und  $\lambda = 0.70$

Die Verläufe zeigen ein deutlich höheres Temperaturniveau der diffusiven Verbrennung bei  $\lambda = 0.70$ , wodurch gemäß der in Unterkapitel 2.2 vorgestellten Grundlagen die Rußoxidation gefördert und so der zeitliche Verlauf des Rußertrags im Vergleich zu der Messung mit  $\lambda = 1.05$  gesenkt wird. Die Ergebnisse korrelierten mit den Heizverläufen der beiden Betriebspunkte, so war bei  $\lambda = 0.70$  eine schnellere Kraftstoffumsetzung zu beobachten. Bemerkenswert ist, dass bei ausschließlicher Betrachtung der im Beobachtungsvolumen der Kamera erfassten diffusiven Verbrennung der Betriebspunkt mit fettem Luft-Kraftstoff-Gemisch aufgrund des höheren Temperaturniveaus zu geringeren bzw. vergleichbaren (je nach angenommenem Öffnungszeitpunkt der Auslassventile) Rußemissionen führt als bzw. wie der Betriebspunkt mit Sauerstoffüberschuss, aber niedrigeren Verbrennungstemperaturen, welche nahe dem Bereich des maximalen Rußertrags liegen (siehe Abb. 2.9). Dies zeigt, dass auch in sauerstoffarmen Luft-Kraftstoff-Gemischen bei ausreichend hoher Gastemperatur Rußoxidation



möglich ist. Andersherum ist selbst unter sauerstoffreichen Randbedingungen keine umfassende Rußoxidation möglich, wenn das Temperaturniveau zu gering ist. Hinsichtlich des Rußertrags bestätigen sich eher die Aussagen älterer Arbeiten, welche keine Rußoxidation unter 1800 K beobachten [102], als die Ergebnisse jüngerer Untersuchungen, die bereits ein Einsetzen der Rußoxidation bei 1000 °C zeigen [52].

Abbildung 4.7 stellt in zwei Bildstreifen Auszüge der Entwicklung des Temperaturfeldes während der diffusiven Verbrennung dar. Die Bilder zu den beiden Messreihen wurden bei annähernd gleichen Kolbenpositionen aufgezeichnet.

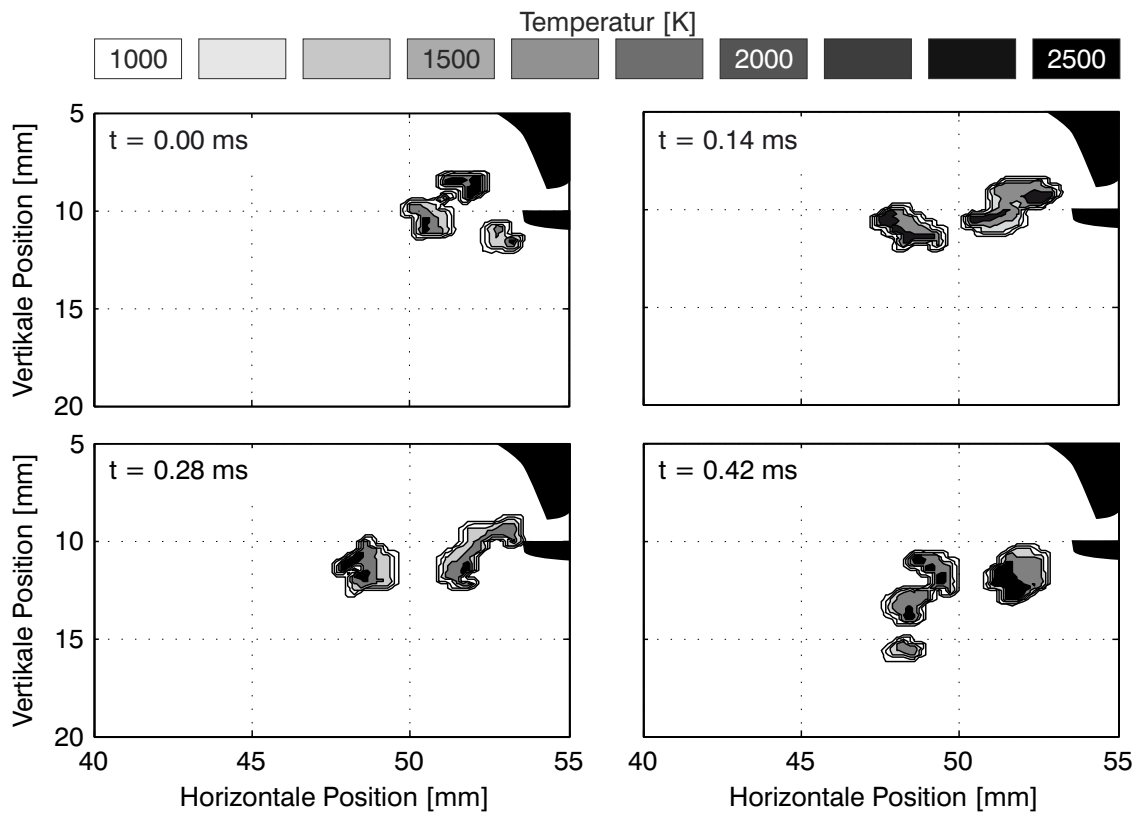


**Abbildung 4.7:** Mittels zweidimensionaler Zwei-Farben-Methode ermittelte Temperaturfelder in der Diffusionsflamme für den Betrieb mit  $\lambda = 1.05$  und  $\lambda = 0.70$

Die Temperaturfelder zeigen die bereits angesprochenen unterschiedlichen Temperaturniveaus der Diffusionsflammen beim Betrieb mit  $\lambda = 1.05$  und  $\lambda = 0.70$ . Es ist zu erkennen, dass die Temperatur mit zunehmender Entfernung zur Zündkerze tendenziell abnimmt. Zudem ist die unterschiedliche Form der Diffusionsflammen bemerkenswert. Während beim Betrieb mit  $\lambda = 0.70$  eine zusammenhängende Fläche zu beobachten ist, zeichnen sich mit  $\lambda = 1.05$  zwei getrennte Bereiche ab, welche in ihrer Lage und Form der Ausbreitungsrichtung der Strahlkeulen 4/3 und 5/2 entsprechen (siehe Abb. 3.4). Zum Zeitpunkt  $t = 0.00$  ms ist zudem ein kleiner Flammenausläufer im Bereich des Auftreffens der Strahlkeulen 6/1 auf dem Kolben zu erkennen. Der frühere zündungsnahe Einspritzzeitpunkt bei  $\lambda = 1.05$  geht mit einem höheren Gegendruck im Brennraum einher ( $p_{ES, \lambda=1.05} \approx 17$  bar vs.  $p_{ES, \lambda=0.70} \approx 8$  bar). Kombiniert mit einer geringeren Dauer zwischen Zündzeitpunkt und erstem Diffusionsleuchten (weniger Zeit zur Gemischbildung mit  $t_{ZZP-2FM \text{ Signal}, \lambda=1.05} \approx 3$  ms vs.  $t_{ZZP-2FM \text{ Signal}, \lambda=0.70} \approx 5$  ms) liefern beide Einflussgrößen die Erklärung für die unterschiedliche Gestalt der Diffusionsflammen: Während bei  $\lambda = 1.05$  durch den höheren Gegendruck während der letzten Einspritzung und die geringere Zeit zur Gemischbildung die Kraftstoffdichte entlang der Spraypfade noch sehr hoch ist, führt bei  $\lambda = 0.70$  der geringere Gegendruck und die längere Zeit zur Gemischbildung dazu, dass das Spray eine höhere Eindringtiefe erreicht. Es trifft folglich mit höherem Impuls auf den Kolben und der dortige Auftrag bildet die wesentliche Ursache für die diffusive Verbrennung.

Neben der Analyse verhältnismäßig großflächiger Diffusionsflammen erlaubt der erarbeitete Aufbau der zweidimensionalen Zwei-Farben-Messtechnik dank der hohen Bildauflösung der CMOS-Kamera auch die Auswertung kleinflächiger Phänomene. Beispielhaft seien dazu Aufnahmen des im vorherigen Abschnitt (Ort der Entflammung) diskutierten „Abtropfeffekts“ an der Zündkerze dargestellt. In Abbildung 4.8 ist zu beobachten, wie sich kleine Diffusionsflammen von der Zündkerze lösen. Wie bereits bei der zuvor durchgeführten Betrachtung des mageren ( $\lambda = 1.05$ ) und fetten ( $\lambda = 0.70$ ) Katalysatorheizbetriebs zeichnen sich die einzelnen kraftstoffreichen Flammen durch hohe Temperaturen aus.

Da das beobachtete Rußleuchten an der Zündkerze („Abtropfeffekt“) nur unmittelbar nach der Zündung auftrat, kann davon ausgegangen werden, dass bei ausreichendem Sauerstoffgehalt durch die hohen Rußtemperaturen eine umfassende Nachoxidation stattfinden konnte. Eine genauere Bewertung der tatsächlichen Rußoxidation im Brennraum in Abhängigkeit der Katalysatorheizstrategie wurde am EZA mit regulärem Ladungswechsel bzw. Motorprozess durchgeführt. Die gewonnenen Ergebnisse sind Teil des folgenden Kapitels.



**Abbildung 4.8:** Mittels zweidimensionaler Zwei-Farben-Methode ermittelte Temperaturfelder kleinflächiger Diffusionsflammen im Bereich der Zündkerze („Abtropfeffekt“) beim Betrieb mit  $\lambda = 1.05$



## 5 Parameterstudien am Einzylinderaggregat

Dieses Kapitel stellt die am Einzylinderaggregat (EZA) gewonnenen Ergebnisse zum Partikelemissionsverhalten und der Partikelbeschaffenheit vor. Die experimentellen Untersuchungen wurden in drei NEFZ-relevanten Betriebspunkten durchgeführt, welche nachfolgend mit einer Referenzapplikation in Tabelle 5.1 aufgeführt sind. Falls in den folgenden Unterkapiteln nicht anders erwähnt, wurde der Versuchsträger zur Ermittlung der dargestellten Ergebnisse in den jeweiligen Betriebspunkten mit den aufgeführten Parametern betrieben.

1. 50 km/h Konstantfahrt:  $p_{mi} = 2 \text{ bar}$ ,  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$
2. Endpunkt der Beschleunigung auf 120 km/h:  $p_{mi} = 8 \text{ bar}$ ,  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$
3. Katalysatorheizbetrieb:  $p_{mi} = 1.8 \text{ bar}$ ,  $n = 1200 \text{ min}^{-1}$ ,  $mfb_{50\%} \geq 75 \text{ °KW n. ZOT}$

**Tabelle 5.1:** Referenzapplikation der aufgeführten Betriebspunkte

	BP 1	BP 2	BP 3
$p_{mi}$ [bar]	2	8	1.8
$n$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	2000	2000	1200
$\lambda$ [-]	1.00	1.00	1.05
$mfb_{50\%}$ [°KW n. ZOT]	$\approx 8$	$\approx 8$	$\geq 75$
ESPZG [°KW]	110	110	120
ASPZG [°KW]	110	110	120
$Evh_{max}$ [mm]	9.5	9.5	min (WOT)*
$AVH_{max}$ [mm]	9.7	9.7	9.7
$p_{Krst}$ [bar]	$p_{max}$ (siehe Tab. 3.2)		
$T_{KW}$ [°C]	90	90	30
$T_{Öl}$ [°C]	90	90	55

\* Füllungsregelung über Einlassventilhub bei vollständig geöffneter Drosselklappe

Die Ergebnisse werden in diesem Kapitel nicht Betriebspunktspezifisch diskutiert, sondern es werden die einzelnen untersuchten Einflussparameter auf die Partikelbildung und -oxidation vorgestellt und mit Messergebnissen belegt. Zudem werden die chemischen und morphologischen Eigenschaften der Partikelemissionen dargelegt.

Abbildung 5.1 gibt zum einen eine Übersicht über die dreiteilige Struktur dieses Kapitels und führt zum anderen die die Partikelemissionen beeinflussenden Parameter ein, welche im Folgenden anhand einzelner Untersuchungsergebnisse diskutiert werden.

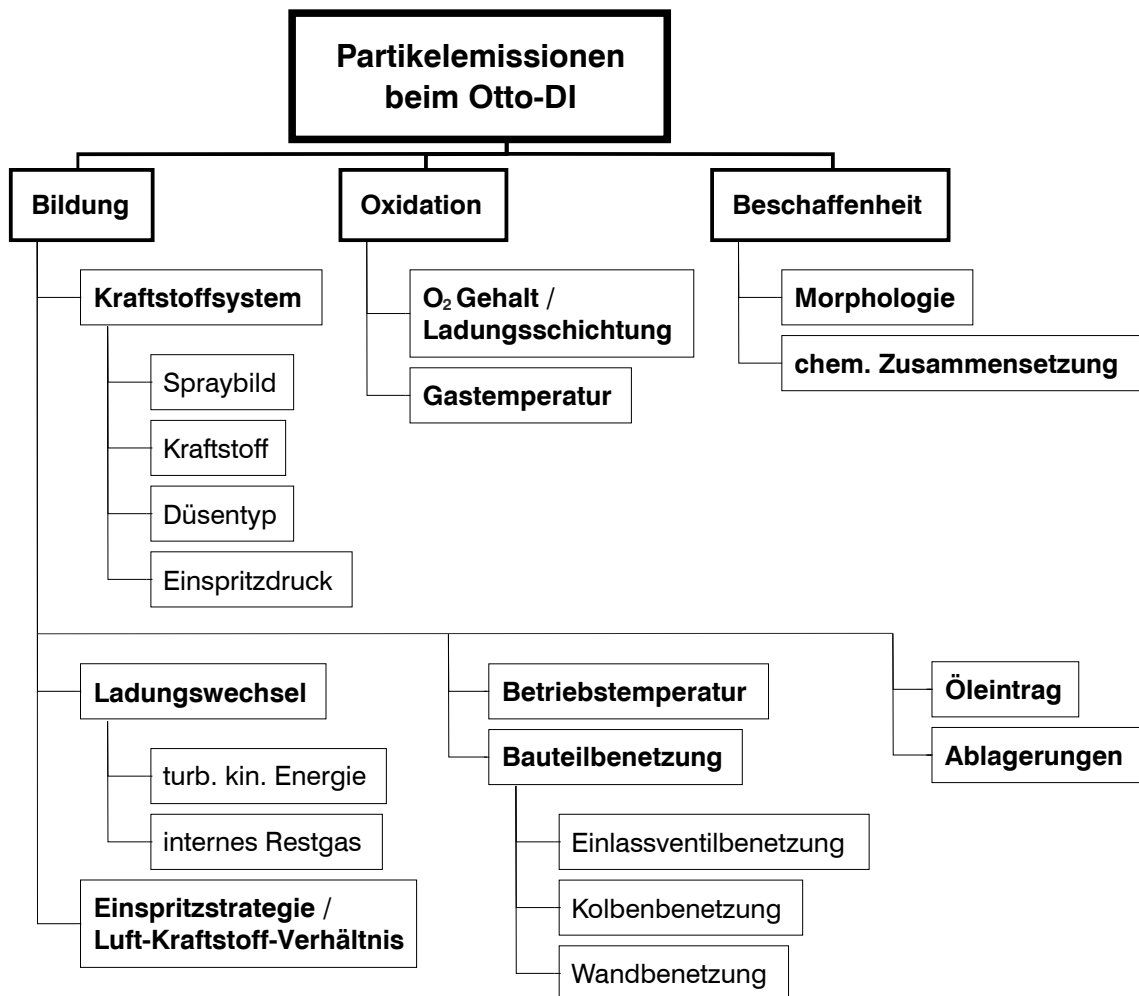


Abbildung 5.1: Partikelemissionen bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung: Übersicht der Einflussparameter / durchgeführten Untersuchungen

## 5.1 Partikelbildung

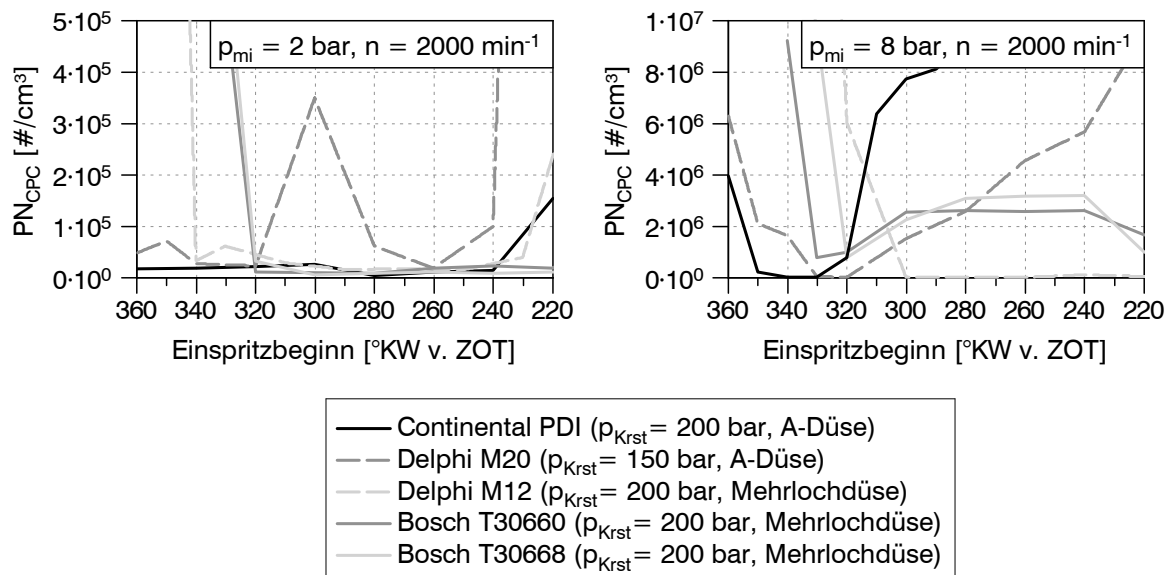
Grundsätzlich sind die ausgestoßenen Partikelemissionen das Ergebnis einer Vielzahl miteinander interagierender Einflussgrößen, welche einerseits auf die Bildung und andererseits auf die Oxidation einwirken. Im Folgenden werden die in Abbildung 5.1 aufgeführten Parameter, welche die Bildung beeinflussen, diskutiert.

## 5.1.1 Kraftstoffsystem

Da sich Partikel im Wesentlichen aus Kohlenstoff zusammensetzen (siehe Abb. 2.2), spielt das Kraftstoffsystem, d.h. der Kraftstoff, das Spraybild, die Injektordüsengeometrie und der Einspritzdruck eine entscheidende Rolle. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden zunächst verschiedene Spraybilder (Injektoren) auf ihre Eignung für den Brennraum in den genannten Betriebspunkten untersucht und basierend auf den Ergebnissen der Einfluss der übrigen Teilaspekte auf die Partikelemissionen diskutiert.

### Spraybild

Das Spraybild der einzelnen Injektoren legt die Kraftstoffverteilung im Brennraum während der Einspritzung und die möglichen freien Strahllängen in Abhängigkeit der Kolbenposition fest. Es beeinflusst daher sowohl den Brennverlauf als auch die Schadstoffbildung. Um die Auswirkungen auf die Partikelemissionen zu bewerten, wurden mit den einzelnen Gemischbildnern (siehe Unterkap. 3.1.3) Einspritzbeginnvariationen durchgeführt. In Abbildung 5.2 ist die Partikelkonzentration im Abgas in Abhängigkeit des Einspritzbeginns mit allen Injektoren für die Betriebspunkte mit  $p_{mi} = 2$  bar (links) und  $p_{mi} = 8$  bar (rechts) dargestellt.



**Abbildung 5.2:** Einfluss des Einspritzbeginns auf die Partikelemissionen bei  $p_{mi} = 2$  bar (links) und  $p_{mi} = 8$  bar (rechts)

Es zeigt sich, dass bei  $p_{mi} = 2$  bar mit allen Injektoren sehr geringe Partikelemissionen dargestellt werden können. In diesem Betriebspunkt ist der Motor stark gedrosselt ( $p_{saug} \approx 270$  mbar), so dass „Flash Boiling“ auftritt. In Kombination mit der geringen

eingespritzten Kraftstoffmenge ( $\dot{m}_{\text{Krst}} \approx 8.5 \text{ mg/Zyklus}$ ) ist eine sehr gute Kraftstoffaufbereitung und Gemischhomogenisierung gewährleistet. Lediglich sehr frühe Einspritzzeitpunkte können zu Kolbenbenetzung und in Folge zu „Pool Fire“ während der Verbrennung führen. Ferner kann bei späten Einspritzzeitpunkten, bedingt durch eine schwache Ladungsbewegung und wenig Zeit bis zum Zündzeitpunkt, das Gemisch nicht mehr ausreichend homogenisiert werden, wodurch in kraftstoffreichen Brennraumregionen durch den lokalen Sauerstoffmangel während der Verbrennung Partikel gebildet werden. Mit der schlechteren Homogenisierung geht eine Zunahme der Verbrennungsschwankungen und CO-Emissionen einher.

Bei den Injektoren mit A-Düse wurde zudem ab ca. 320°KW v. ZOT Einspritzbeginn Einlassventilbenetzung beobachtet. Je nach Ausprägung führt dies ebenfalls zu einem Anstieg der Partikelemissionen durch Kraftstoffanlagerung am Ventilteller. Es spielt jedoch der Auftreffwinkel und die Strömungsintensität der einströmenden Frischluft eine wesentliche Rolle. Die Einlassventilbenetzung wird in Unterkapitel 5.1.5 genauer diskutiert. Bedingt durch die geringe Einspritzmenge und das Auftreten von „Flash Boiling“ ist der Einfluss bei  $p_{\text{mi}} = 2 \text{ bar}$  generell weniger ausgeprägt. Der Betrieb mit  $p_{\text{mi}} = 8 \text{ bar}$  zeigt jedoch bei beiden Injektoren mit A-Düse einen deutlichen Anstieg der Partikelemissionen durch Einlassventilbenetzung. Durch die größere eingespritzte Menge führen hier nicht nur eventuelle Kraftstoffanlagerungen am Ventil zu einem Partikelanstieg, sondern auch das Umlenken des Sprays vom Ventilteller, beispielsweise an die Brennraumwand. Die unterschiedliche Größenordnung und zeitliche Lage der PN-Anstiege bei den verschiedenen Injektoren in Richtung früher Einspritzzeitpunkte (Kolbenbenetzung) lässt sich anhand der injektorspezifischen Spray-Öffnungswinkel nachvollziehen. Eine Maßnahme, um eine ungünstige Einlassventilbenetzung zu vermeiden, ist das Aufteilen der Einspritzung. Die Einspritzung wird sozusagen in dem Kurbelwinkelfenster, in welchem die Spray-Einlassventilinteraktion zu einem deutlichen Anstieg der Partikelemissionen führt, ausgesetzt. Eine weitere Maßnahme ist das Absenken des Einlassventilhubs, jedoch kann diese Möglichkeit nicht bei Vollast und damit den größten Einspritzmengen eingesetzt werden. Nicht zuletzt ist die Anhebung der Ladungsbewegungsintensität eine Möglichkeit, die Kraftstoffanlagerung und -umlenkung am Ventilteller zu beeinflussen, welche in Unterkapitel 5.1.2 diskutiert wird.

Auf Basis der Ergebnisse der Einspritzbeginnvariationen in allen drei Betriebspunkten wurden speziell für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten optischen Messungen zwei Injektoren für die weiteren Untersuchungen ausgewählt, einer mit Mehrlochdüse und einer mit A-Düse. Bei den Mehrlochinjektoren zeigt sich der „Delphi M12“ für den Brennraum insgesamt am besten geeignet. Durch den im Vergleich kleinsten Öffnungswinkel liegt die Ventilinteraktion auf geringstem Niveau. Dies führt auf der anderen Seite zwar zu den im Vergleich größten Einschränkungen bezüglich früher Einspritzzeitpunkte (Kolbenbenetzung), aber insgesamt auch zu der größten minimalen freien Strahllänge bis zur Brennraumwand.



Bei der hier nicht dargestellten Injektorenevaluierung im Katalysatorheizbetrieb (auf den Katalysatorheizbetrieb wird in den folgenden Unterkapiteln und speziell im Kapitel 6 genauer eingegangen) konnten mit dem „Delphi M12“ und dem „Bosch T30660“ ähnlich gute Ergebnisse hinsichtlich der Laufruhe ( $< 10\% \text{ COV}_{\text{pmi}}$  bei  $6 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$  spez. Abgasenthalpiestrom) durch Applikation einer zündungsnahen Einspritzung erzielt werden. Beide Injektoren haben ein asymmetrisches Spraybild, welches die lokale Anfeuchtung an der Zündkerze durch eine zündungsnahen Einspritzung begünstigt. Der Einfluss der Einspritzstrategie wird in Unterkapitel 5.1.3 genauer erläutert. Während der „Bosch T30660“ drei Spraykeulen um den Zündhaken der Zündkerze platziert, sind es beim „Delphi M12“ zwei Keulen. Das Spray Targeting der drei Mehrlochinjektoren ist in Abbildung 3.4 dargestellt. Tabelle 3.2 gibt den für die Wirkung der zündungsnahen Einspritzung ausschlaggebenden minimalen Sprayabstand zur Zündkerze und die minimale freie Strahllänge bis zur Brennraumwand wieder.

Hinsichtlich der Partikelemissionen konnten mit dem „Bosch T30660“ beim Betrieb mit zündungsnaher Einspritzung geringere Werte dargestellt werden als mit dem „Delphi M12“, was auf das Spraybild und den geringeren statischen Durchfluss zurückzuführen ist. Es ist davon auszugehen, dass im ballistischen Betriebsbereich bei Einspritzung gleicher Kleinstmengen der Sprayaufbruch bei den Bosch Injektoren durch die kleineren Spritzlochbohrungen dem des „Delphi M12“ überlegen ist. An der unteren Grenze der Ansteuerdauer ist außerdem zu erwarten, dass geringere Kleinstmengen dargestellt werden können.

Mit dem Spraybild des „Bosch T30668“, welches keine Maßnahmen zur Kraftstoffanreicherung an der Zündkerze vorsieht, stellt sich der im Vergleich größte Abstand zwischen Spray und Zündkerze ein. Daher konnte durch eine zündungsnahen Einspritzung keine Stabilisierung des Katalysatorheizbetriebs erzielt werden. Dieses Spray Targeting ist folglich nur eingeschränkt für den verwendeten Versuchsträger geeignet. Für den Injektor mit A-Düse fiel die Wahl auf den „Delphi M20“, um im Vergleich zum Mehrlochventil nur den Düsentyp, jedoch nicht die Aktuierung („Delphi M20“: Magnet, „Continental PDI“: Piezo) zu verändern. Da auch keine Betriebspunkte mit Ladungsschichtung untersucht wurden, war der geringere Sprayöffnungswinkel („Delphi M20“:  $90^\circ$ , „Continental PDI“:  $98^\circ$ ) hinsichtlich der somit größeren minimalen freien Strahllänge bis zur Brennraumwand ein weiteres Argument für die getroffene Auswahl.

## Kraftstoff

Der Kraftstoff hat einen signifikanten Einfluss auf das Betriebs- und Emissionsverhalten des Verbrennungsmotors. Dem allgemeinen Ziel der Fahrzeughersteller, den klimarelevanten  $\text{CO}_2$ -Ausstoß ihrer Produkte zu senken, kann kraftstoffseitig durch eine Erhöhung des regenerativ erzeugten Anteils, dessen  $\text{CO}_2$ -Emissionen als klimaneutral gelten, begegnet werden. Gleichzeitig ist so eine Reduktion des Verbrauchs der endlichen fossilen Energieträger möglich. Um das Potenzial von Kraftstoffen mit erhöhtem

„Bioanteil“, d.h. erhöhtem Alkoholgehalt, bezüglich des Partikelemissionsniveaus zu bewerten, wurden Untersuchungen mit E5, E40, B40 und E85 Kraftstoff durchgeführt (EX bzw. BX = RON 95 Kraftstoff mit X Vol-% Ethanol (E) bzw. Butanol (B)). Auf die Motivation zur Wahl von Ethanol und Butanol als Mischkraftstoffe wird im Grundlagenkapitel näher eingegangen (siehe Unterkap. 2.4.1). Aus den grundlegenden Erläuterungen zur Partikelbildung in Unterkapitel 2.2 geht ferner hervor, dass polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe als Rußvorläufer die Partikelbildung beeinflussen. Aus diesem Grund wird neben dem Alkoholgehalt zudem das Potenzial der aromatenfreien Kraftstoffe „Aspen-4“ und „Viking MotoPlus“ zur Senkung der Partikelemissionen diskutiert. Die Eigenschaften der genannten Kraftstoffe sind in Tabelle 5.2 zusammengefasst. Die individuellen Siedeverläufe sind in Abbildung 5.3 dargestellt.

**Tabelle 5.2:** Kraftstoffeigenschaften

	E5	E40	E85	B40	Aspen-4	MotoPlus
Heizwert [MJ/kg]	42.52	36.36	29.12	38.7*	44.6*	44.55
Kin. Visk. [ $10^{-6}$ mm <sup>2</sup> /s] (bei 20 °C)	0.53*	0.93*	1.37*	1.80*	0.53*	0.53*
$\sigma_{Krst}$ [mN/m] (bei 20 °C)	20*	21*	22*	22*	20*	20*
Verdampfungswärme [J/g]	420*	620*	845*	490*	420*	420*
C-Anteil [Massen-%]	85.30	72.38	56.63	76.50	84.0	84.19
H-Anteil [Massen-%]	13.00	13.11	13.13	13.50	16.0*	15.81
O-Anteil [Massen-%]	1.70	14.51	30.24	10.0	0*	0
Aromatenanteil [Vol-%]	35.0	21.8	4.5	17.0	<0.1	<0.1

\* Literaturwerte (nicht durch Analyse des verwendeten Kraftstoffs ermittelt)

Für die Untersuchungen wurde am Versuchsträger eine Katalysatorheizstrategie mit einem spezifischen Abgasenthalpiestrom von  $6 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$  appliziert. Es wurde bewusst ein Betriebspunkt mit gekühlten Brennraumwänden und einer großen aufzubereitenden Kraftstoffmenge gewählt, um den Einfluss der unterschiedlichen Kraftstoffeigenschaften und -siedeverhalten auf die Gemischbildung zu verdeutlichen. Die Messungen wurden sowohl mit dem Mehrlochinjektor „Delphi M12“ als auch einem Injektor mit Hohlkegelspray „Delphi M20“ durchgeführt. Es wurden jeweils zwei unterschiedliche Einspritzstrategien betrachtet, eine mit und eine ohne zündungsnaher Einspritzung (ZÜS).

Die Betriebsstrategie ist in Abbildung 5.4 zusammengefasst. Sie zeigt einen charakteristischen Zylinderdruckverlauf und Zündzeitpunkt (ZZP) zur Darstellung der geforderten Last und Abgasenthalpie, den Ein- und Auslassventilhub sowie das Ansteuersignal des Injektors. Es wird eine Doppeleinspritzung in den Ansaugtakt abgesetzt und

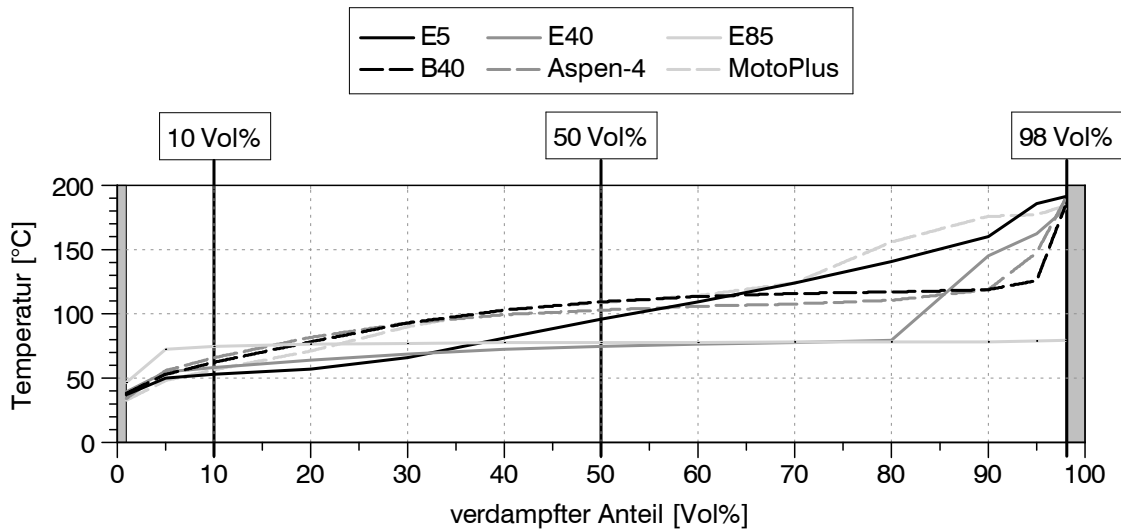


Abbildung 5.3: Siedelinien der in Tabelle 5.2 aufgeführten Kraftstoffe

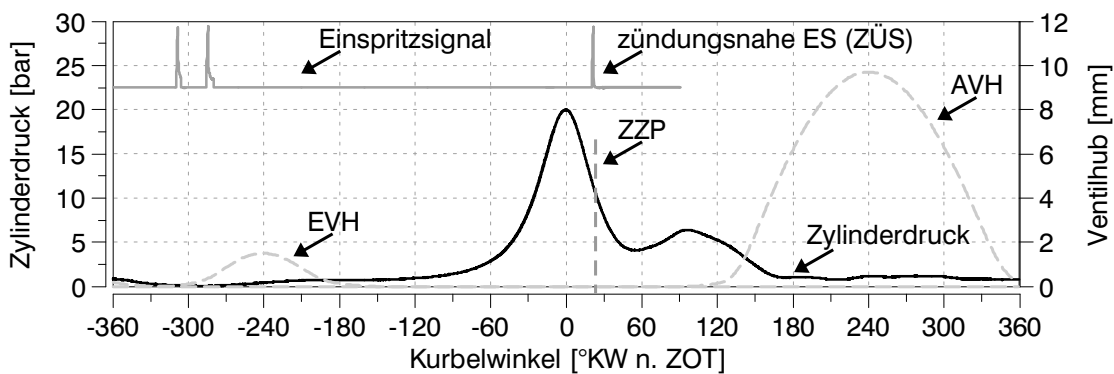
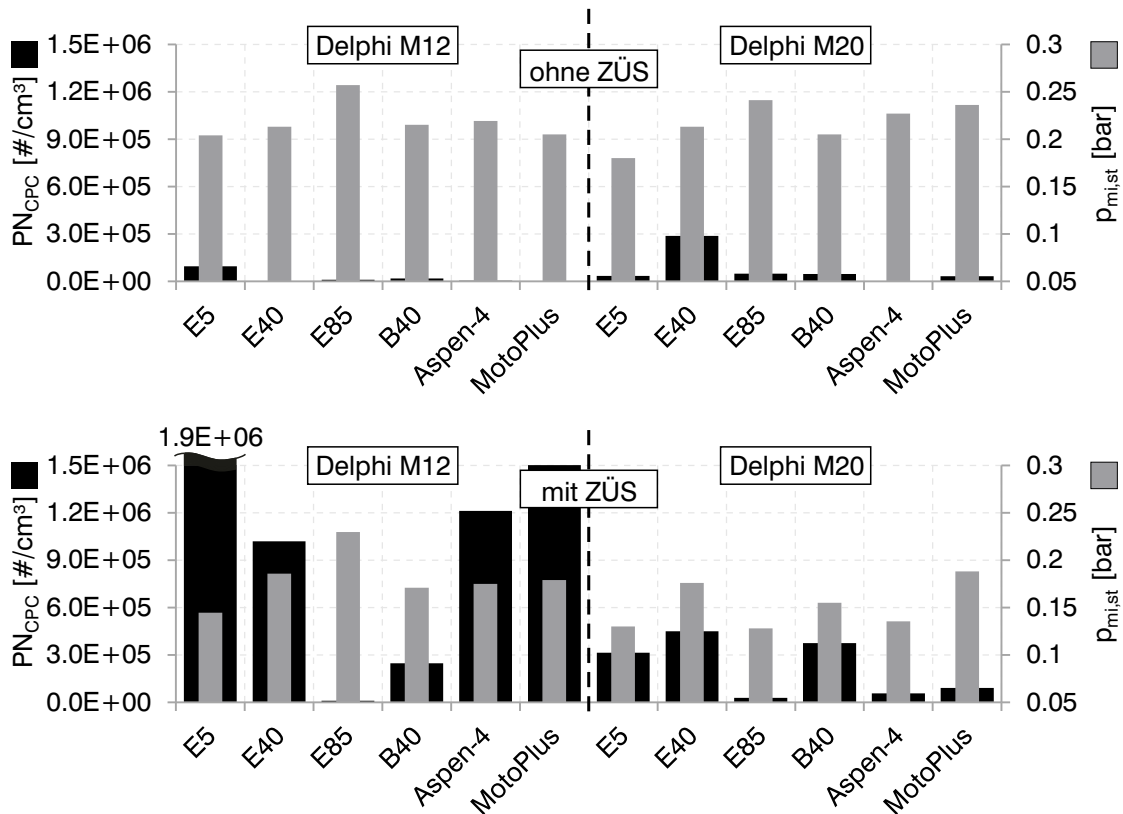


Abbildung 5.4: Betriebsstrategie im Katalysatorheizbetrieb mit  $\dot{h}_{\text{Abgas,VH}} = 6 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$

im Fall mit zündungsnaher Einspritzung (mit ZÜS) eine dritte Einspritzung unmittelbar vor dem Zündzeitpunkt ( $\leq 1.0^\circ \text{KW v. ZYP}$ ). Die eingebrachten Kraftstoffmassen der einzelnen Einspritzungen wurden mit der „AVL Shot To Shot Plu 131“ gemessen (siehe Unterkap. 3.2.3). Mit dem „Delphi M20“ Injektor wurden insgesamt ca. 22.8 mg Kraftstoff pro Zyklus eingebracht, wobei bei Applikation der ZÜS ca. 0.9 mg (4%) auf diese entfielen. Beim „Delphi M12“ Injektor wurden insgesamt ca. 22.5 mg Kraftstoff pro Zyklus eingespritzt, davon (wenn appliziert) ca. 0.3 mg (1.3%) zündungsnah. Zur Bewertung des Betriebs und speziell der Applikation der zündungsnahen Einspritzung sind in Abbildung 5.5 die gemessenen Partikelemissionen  $\text{PN}_{\text{CPC}}$  und Verbrennungsschwankungen  $p_{\text{mi,st}}$  aufgetragen.

In der linken Hälfte der Abbildung sind die Ergebnisse der Messungen mit dem „Delphi M12“ Injektor dargestellt, in der rechten Hälfte die mit dem „Delphi M20“ Injektor. Die obere Hälfte zeigt die Messwerte für die Betriebsstrategie ohne ZÜS, die untere Hälfte solche für den Betrieb mit ZÜS. Zunächst werden die Partikelemissionen bei



**Abbildung 5.5:** Partikelemissionen  $PN_{CPC}$  (schwarz) und Verbrennungsschwankungen  $p_{mi,st}$  (grau) im Katalysatorheizbetrieb unter Variation des Injektors, der Betriebsstrategie und des Kraftstoffs

Verwendung der verschiedenen Kraftstoffe im Bezug zum Betrieb mit dem Referenzkraftstoff „E5“ diskutiert.

Der große  $PN_{CPC}$ -Wertebereich, speziell für den Fall „Delphi M12 mit ZÜS“ von unter  $1.0 \cdot 10^5 \text{ #/cm}^3$  bis fast  $2.0 \cdot 10^6 \text{ #/cm}^3$ , verdeutlicht, dass der Kraftstoff einen erheblichen Einfluss auf die Partikelemissionen im Katalysatorheizbetrieb hat. Die Messwerte mit Alkylatbenzin (Aspen-4 und MotoPlus) erreichen im Betrieb ohne ZÜS bei beiden Injektoren im Vergleich zu den übrigen Kraftstoffen das geringste Partikelemissionsniveau. Die Gegenüberstellung der Messwerte mit MotoPlus und Aspen-4 zeigt beim „Delphi M12“ Injektor keinen nennenswerten Unterschied, beim „Delphi M20“ Injektor einen marginalen. Hier ist der Partikelaustritt mit beiden Kraftstoffen zwar ebenfalls sehr gering, aber mit MotoPlus reproduzierbar geringfügig höher. Als mögliche Ursache wird der unterschiedliche Siedeverlauf im Bereich über 80 Vol-% verdampften Anteils (siehe Abb. 5.3) in Verbindung mit dem weiten Spray der A-Düse vermutet. Durch die  $90^\circ$  Sprayöffnungswinkel und die etwas außermittige Einbauposition (siehe Abb. 3.4) neigt der „Delphi M20“ Injektor deutlich früher zur Wandinteraktion als der „Delphi M12“ Injektor. Insgesamt ist jedoch zu betonen, dass die gemessenen Partikelkonzentrationen im Abgas beim Betrieb ohne ZÜS mit beiden Alkylatkraftstoffen auf

einem sehr niedrigen Niveau liegen und auch andere kleine Effekte zu dem Unterschied zwischen MotoPlus und Aspen-4 führen können.

Durch Ergänzung der zündungsnahen Einspritzung ist, wie zu erwarten, mit beiden Kraftstoffen und Injektoren eine Zunahme der Partikelemissionen zu beobachten. Der Vergleich zwischen den Injektoren zeigt jedoch, dass sowohl die Zunahme selbst als auch das Absolutniveau beim Betrieb mit Mehrlochdüse weitestgehend höher liegt. Die Ursache ist im Strahlaufbruch des Hohlkegelsprays im Vergleich zu dem der Mehrlochdüse zu suchen, welcher im folgenden Unterkapitel genauer betrachtet wird. Die bessere Aufbereitung der zündungsnahen Einspritzung mit der A-Düse in Kombination mit aromatenfreiem Kraftstoff führt ebenso wie E85 im Vergleich zu den Werten mit den übrigen Kraftstoffen zu den geringsten Partikelemissionen.

Ausgehend von E5 Kraftstoff zeigt die Erhöhung des Ethanolanteils mit den Kraftstoffen E40 und E85 in beiden Betriebspunkten und mit beiden Injektoren einen positiven Einfluss auf die Partikelemissionen. Eine Ausnahme bildet der Betrieb mit dem „Delphi M20“ Injektor und E40 Kraftstoff, auf welche im folgenden Absatz eingegangen wird. Generell lässt die erhöhte kinetische Viskosität, Oberflächenspannung und Verdampfungswärme eher eine allgemeine Verschlechterung des Strahlaufbruchs und der Gemischbildung vermuten. Jedoch führt der geringere Anteil hochsiedender Kraftstoffkomponenten zu weniger fetten Gemischbereichen. Zudem begünstigt das mit zunehmendem Ethanolgehalt abnehmende Verhältnis von Kohlenstoff zu Sauerstoff die Nachoxidation von Partikeln. Des Weiteren reduziert der abnehmende Aromatenanteil die Bildung von Rußvorläufern. Das Potenzial von aromatenfreiem Kraftstoff zur Partikelreduktion wurde bereits im vorherigen Absatz diskutiert. Der Betrieb mit dem „Delphi M12“ Injektor und ZÜS hat jedoch gezeigt, dass der Partikelaustritt durch den unzureichend aufbereiteten Kraftstoff an der Zündkerze zum Zündzeitpunkt mit dieser Betriebsstrategie nach wie vor hoch ist. Die Messwerte mit E85 zeigen, dass durch die zum geringen Aromatenanteil zusätzlichen positiven Aspekte (Siedetemperatur, C-O-Verhältnis, O-Anteil) eine signifikante PN-Reduktion möglich ist. Einschränkend ist zu erwähnen, dass durch die konstante Ansteuerdauer der zündungsnahen Einspritzung mit Zunahme des Ethanolanteils die eingebrachte Energiemenge sinkt. Im Fall des „Delphi M12“ Injektors führt dies zu einer Abnahme der stabilisierenden Wirkung auf die Verbrennung ( $p_{mi,st}$  steigt), beim Betrieb mit dem „Delphi M20“ Injektor kann dieser Effekt nicht beobachtet werden. Die Ursache dafür wird im Unterkapitel 5.1.3 diskutiert. Durch eine Erhöhung der zündungsnahen Einspritzmenge auf  $\approx 1.9$  mg kann auch mit dem „Delphi M12“ eine zum Betrieb mit E5 vergleichbare Verbrennungsstabilität erzielt werden, ohne dass eine nennenswerte Zunahme der Partikelemissionen beobachtet werden kann ( $PN_{CPC} < 1.0 \cdot 10^5 \text{ \#/cm}^3$ ).

Entgegen der allgemeinen Trends durch erhöhten Ethanolanteil wird beim Betrieb ohne ZÜS mit E40 Kraftstoff und „Delphi M20“ Injektor eine Zunahme der Partikelemissionen beobachtet. Die Ursache hierfür liegt in der bereits angesprochenen Problematik der Wandbenetzung durch das weit öffnende Spray des „Delphi M20“ in Verbindung mit der außermittigen Einbauposition. Da der E40 Kraftstoff im Vergleich zu den

anderen Kraftstoffen außer E85 einen geringeren Heizwert besitzt, wird der Injektor während der Haupteinspritzung in den Ansaughub entsprechend länger angesteuert. In Verbindung mit der hohen Verdampfungswärme ergibt sich eine größere Eindringtiefe, die zur Spray-Wand-Interaktion führt. Der Kontakt zwischen Spray und Wand ist nicht nur aus Gründen der Kraftstoffanlagerung und -kondensation problematisch, sondern kann auch zum Ablösen von an der Wand angelagerten Öltröpfchen führen (siehe Unterkap. 5.1.6). Beides verursacht speziell im Wandbereich Gemischinhomogenität, welche durch diffusive Verbrennung eine erhöhte Partikelbildung zur Folge hat. Gleichzeitig ist das Partikeloxidationspotenzial im Wandbereich im Vergleich zur Brennraummitte geringer (Zeit- und Temperatureinfluss). Die Konsequenz ist das beobachtete Partikelemissionsverhalten. Es wäre nach dieser Argumentation beim Betrieb mit E85 eine noch weitaus intensivere Spray-Wand-Interaktion zu erwarten. Dass diese nicht mit einem Anstieg der Partikelemissionen einhergeht, hat mehrere Gründe: Zum einen konnte bei den Untersuchungen am Einhubtriebwerk bereits gezeigt werden, dass der Spraykegel des „Delphi M20“ ab einer gewissen Eindringtiefe in Richtung eines geringeren Öffnungswinkels abfällt (siehe Abb. 4.2) und zum anderen erlaubt das Siedeverhalten bei geringeren Temperaturen (siehe Abb. 5.3) trotz der höheren Verdampfungsenthalpie den an der Wand angelagerten Kraftstoff umfassender zu verdampfen. Dies wurde durch optische Untersuchungen bestätigt, welche keine Diffusionsflammen im Wandbereich zeigten. Außerdem geht mit dem Anstieg des Ethanolgehalts auch eine Abnahme des Aromatenanteils und in Kombination mit der Entwicklung der Siedelinie sogar speziell der hochsiedenden Aromaten einher. Die Summe der Gründe führt zu dem bereits dargelegten positiven Einfluss auf die Partikelemissionen.

B40 Kraftstoff wurde als Alternative zu E40 in die Untersuchungen mit aufgenommen, da (unter anderem) die Beimischung von Butanol im größeren Prozentbereich im Gegensatz zu Ethanol nicht zwingende neue Anforderungen an das Einspritzsystem stellt (siehe Unterkap. 2.4.1). Die Messergebnisse zeigen qualitativ ein hinsichtlich des Injektor- und Betriebsstrategieinflusses zu den vorherigen Ergebnissen analoges Verhalten. Bei direkter Gegenüberstellung zum Betrieb mit E40 Kraftstoff wird deutlich, dass durch die kürzere Ansteuerdauer (da höhere Energiedichte) mit B40 Wandinteraktion mit dem „Delphi M20“ Injektor vermieden werden kann. Das Partikelemissionsverhalten mit zündungsnaher Einspritzung und „Delphi M12“ Injektor ist unerwartet, da im Vergleich zum Betrieb ohne zündungsnaher Einspritzung ein größerer Anstieg der Partikelkonzentration mit E40 statt mit B40 Kraftstoff zu beobachten ist. Die Ursache konnte auch mit Hilfe optischer Untersuchungen nicht genauer identifiziert werden.

Insgesamt haben die Untersuchungen den signifikanten Einfluss der Kraftstoffzusammensetzung auf die Partikelemissionen gezeigt. Ausgehend von E5 (RON95) Kraftstoff ist bereits durch Reduktion des Aromatenanteils eine signifikante Absenkung des Partikelaustrages möglich. Mit der Förderung von „Biosprit“, d.h. Kraftstoff mit erhöhtem, aus nachwachsenden Rohstoffen erzeugtem Alkoholanteil wird eine Absenkung des Aromatenanteils erreicht und es kann durch verändertes Siedeverhalten und einen

erhöhten Sauerstoffanteil im Kraftstoff eine weitere Absenkung der Partikelemissionen erreicht werden. So kann in beiden Betriebspunkten und mit beiden Injektoren bei Verwendung von E85 Kraftstoff das Partikelemissionsniveau unterhalb von  $1.0 \cdot 10^5 \text{ \#/cm}^3$  gehalten werden. Der die Verbrennung stabilisierende Effekt (durch zündungsnah Einspritzung) kann dabei mit allen Kraftstoffen dargestellt werden. Dazu ist bei abnehmendem Energieinhalt im Kraftstoff beim Betrieb mit dem „Delphi M12“ Injektor die zündungsnah eingebrachte Kraftstoffmenge anzuheben (nicht dargestellt). Dies führt jedoch zu keiner nennenswerten Zunahme der Partikelemissionen. Weiterführende Untersuchungen zum Kraftstoffeinfluss auf den Schadstoffausstoß und die Laufruhe im Katalysatorheizbetrieb wurden auf der SAE/KSAE 2013 International Powertrain, Fuels and Lubricants Tagung in Seoul vorgestellt [27].

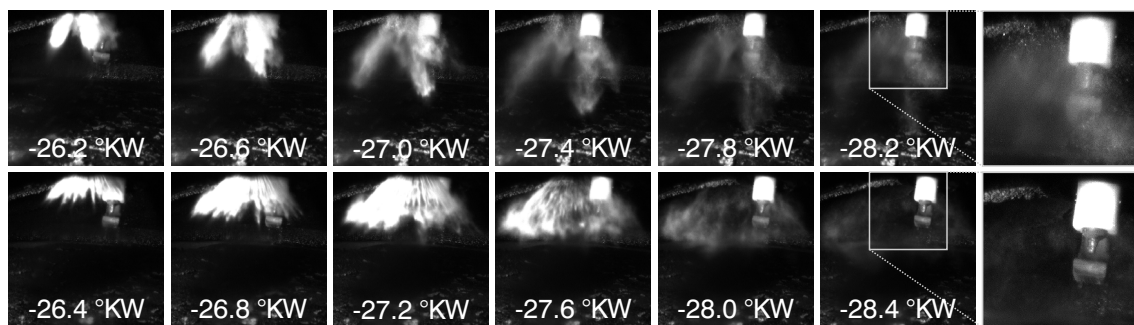
## Düsentyp

Die Auswirkungen des Düsentyps und des Spray-Öffnungswinkels auf die Partikelemissionen werden anhand von Messergebnissen im Katalysatorheizbetrieb diskutiert. Gegenübergestellt wird erneut der Motorbetrieb mit dem „Delphi M12“ (Mehrlochdüse,  $75^\circ$  Öffnungswinkel) und dem „Delphi M20“ (A-Düse,  $90^\circ$  Öffnungswinkel) Injektor. Es werden einerseits eine „lange“ Haupteinspritzung ( $> 25 \text{ mg}$ ) in den Ansaugtakt und andererseits eine „kurze“ Einspritzung im ballistischen Betriebsbereich ( $\approx 0.3 \text{ mg}$ ) kurz vor dem ZZP miteinander verglichen.

Durch das weite Spray der A-Düse ergibt sich gemäß des CAD-Modells eine freie Strahllänge von ca. 44 mm bis zur Zylinderwand. Das Spray der Mehrlochdüse bietet mit ca. 76 mm freier Strahllänge deutlich günstigere Bedingungen. Beim Betrieb mit der A-Düse besteht außerdem die Gefahr der Einlassventilbenetzung, wodurch die freie Strahllänge weiter reduziert wird. Die Auswirkungen der Bauteilbenetzung werden im Unterkapitel 5.1.5 erläutert. An dieser Stelle ist jedoch festzuhalten, dass bedingt durch das weite Spray der A-Düse das Risiko der Spray-Bauteil-Interaktion in höherem Maße besteht als mit der Mehrlochdüse (wie bereits erwähnt) und bei einzelnen Einspritzmengen von über 25 mg in den Ansaugtakt im Rahmen der in dieser Arbeit durchgeführten Messungen nicht vermieden werden konnte. Neben einem erhöhten Kraftstoffeintrag ins Motoröl wurde durch Abspüleffekte auch ein erhöhter Ölanteil im Abgas beobachtet (siehe Unterkap. 5.1.6). Mit der Mehrlochdüse konnte eine Bauteilinteraktion durch Anpassung des Einspritzbeginns vermieden werden.

In Abbildung 5.6 ist für beide Injektoren die Strahlausbreitung der Kleinstmengen-einspritzung im ballistischen Betriebsbereich dargestellt. Durch eine solche kurze Einspritzung unmittelbar vor dem Zündzeitpunkt kann im Katalysatorheizbetrieb die Verbrennung stabilisiert werden, jedoch birgt sie das Risiko erhöhter Partikelemissionen, bedingt durch die kurze Zeit zur Gemischbildung. Die in beiden Bildstreifen eingespritzte Kraftstoffmenge ( $\approx 0.3 \text{ mg}$ ) sowie die Aufnahmezeitpunkte ausgehend vom Einspritzbeginn sind vergleichbar. Es wird deutlich, dass die Kraftstoffaufbereitung mit A-Düse der der Mehrlochdüse überlegen ist. So sind nach Einspritzende bei

der A-Düse keine einzelnen Tröpfchen zu erkennen und eine schnellere Kraftstoffaufbereitung zu beobachten. Mit der Mehrlochdüse sind hingegen speziell im Bereich um die Zündkerze einzelne Tropfen zu sehen, welche im Besonderen gegen Ende der Einspritzung, also beim Schließen der Injektornadel, auftreten (siehe Abb. 5.6 oben,  $-28.2^{\circ}\text{KW}$  v. ZOT). Die Ursache ist im besseren Strahlaufbruch des Hohlkegelsprays im Vergleich zu dem der Mehrlochdüse zu suchen. Während beim Hohlkegelspray der Kraftstoff gleichmäßig über den Ringspalt verteilt wird und selbst kleinste Einspritzmengen im ballistischen Betriebsbereich mit Nenndruck (150 bar) injiziert werden, entspricht der Einspritzdruck bei der Mehrlochdüse während des Ventilöffnungs- und Schließvorgangs, bedingt durch die internen Drosselstellen (Nadel, Spritzlöcher), nicht dem Raildruck. Durch das nicht vollständige Öffnen im ballistischen Betrieb wird das Ventil bereits wieder geschlossen, bevor der Nenndruck in den Spritzlöchern anliegt und so auch, bedingt durch den geringeren Strahlimpuls, die Wahrscheinlichkeit von Kraftstoffrückständen in den Spritzlöchern sowie „Nachtropfeffekten“ erhöht. All diese Effekte in Kombination mit der sehr kurzen Zeit zwischen Einspritzung und Zündung führen zu einer schlechteren Aufbereitung der zündungsnahen Einspritzung bei der Mehrlochdüse im Vergleich zur A-Düse. Im für die hier diskutierten optischen Untersuchungen bewerteten Betriebspunkt (Katalysatorheizbetrieb mit zündungsnaher Einspritzung und  $6^{\text{kW}}/l_{\text{VH}}$  spez. Abgasenthalpiestrom) wurden beim Betrieb mit der Mehrlochdüse über  $1.5 \cdot 10^6 \text{ \#/cm}^3$  emittiert, mit der A-Düse unter  $0.5 \cdot 10^6 \text{ \#/cm}^3$ . Es sei an dieser Stelle jedoch erwähnt, dass alle in dieser Arbeit eingesetzten Mehrlochinjektoren mit erodierten gestuften Spritzlöchern ausgestattet sind. Die im Grundlagenteil erwähnte neue Fertigungsmethode mit Ultrakurzpulslaser [87] stand noch nicht zur Verfügung. Es ist davon auszugehen, dass durch eine mittels Laserbohrung optimierte Lochgeometrie und Oberfläche der Strahlaufbruch und somit die Aufbereitung der zündungsnahen Einspritzung verbessert wird.



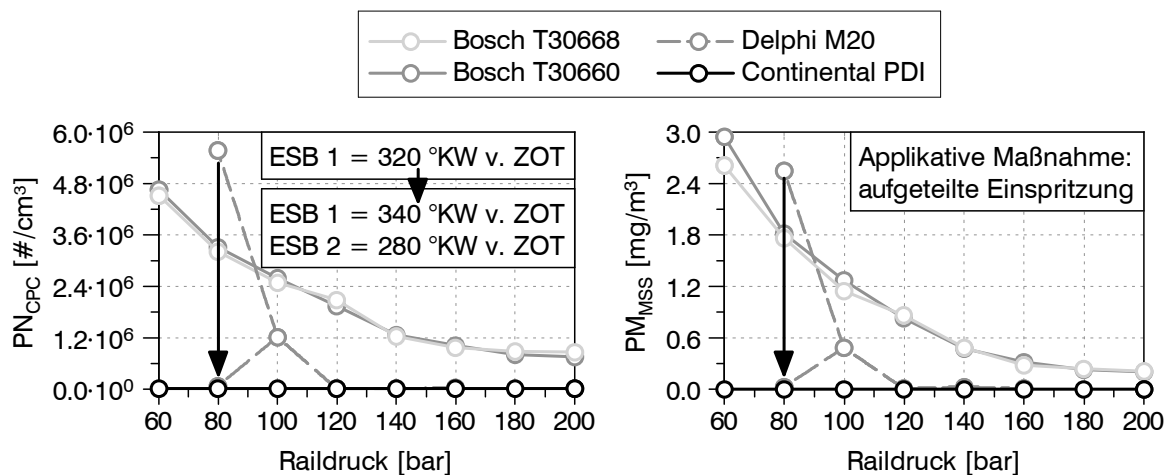
**Abbildung 5.6:** Strahlausbreitung der Kleinstmengeneinspritzung ( $\approx 0.3 \text{ mg}$ ),  
oben: Mehrlochdüse („Delphi M12“); unten: A-Düse („Delphi M20“)

### Einspritzdruck

Der positive Einfluss eines erhöhten Einspritzdrucks auf die Gemischbildung und in Folge das Partikelemissionsniveau wurde bereits im Grundlagenteil (siehe Unterkap.



2.4.1) sowie in zahlreichen Veröffentlichungen diskutiert [21, 28, 84, 146]. Die in dieser Arbeit vorgestellten Messungen wurden daher (so nicht anders erwähnt) mit dem für den Dauerbetrieb maximal zulässigen Systemdruck des jeweiligen Injektors durchgeführt (siehe Tab. 5.1), welcher dem in aktuellen Serienmotoren üblichen Einspritzdruckniveau entspricht. In diesem Abschnitt soll die Frage beantwortet werden, inwieweit der erwarteten Verschlechterung der Gemischbildung und der mit ihr einhergehenden Zunahme der Partikelemissionen bei Absenkung des Einspritzdrucks durch applikative Maßnahmen entgegengewirkt werden kann. Die Voruntersuchungen am Einhubtriebwerk haben gezeigt, dass die Umstellung von Einfach- auf Mehrfacheinspritzung sowie die Anhebung der Ladungsbewegungsintensität die Gemischhomogenisierung verbessert. Dies soll im Kontext der genannten Fragestellung am Partikelemissionsverhalten überprüft werden. Abbildung 5.7 zeigt den Verlauf der Partikelanzahl- und Partikelmassenemission bei Raildrücken zwischen 60 und 160 bar („Delphi M20“) bzw. 200 bar (übrige Injektoren) beim Motorbetrieb mit  $p_{mi} = 8 \text{ bar}$  und  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  (BP2). Ausgehend vom maximalen Einspritzdruck ist mit Abnahme des Drucks bei beiden Bosch Mehrlochinjektoren und dem „Delphi M20“ Injektor mit Hohlkegelspray eine Zunahme der Partikelemissionen zu beobachten, während der Partikelaustritt des „Continental PDI“ auf einem sehr niedrigen Niveau ( $< 1.0 \cdot 10^5 \text{ \#/cm}^3$ ) bleibt.

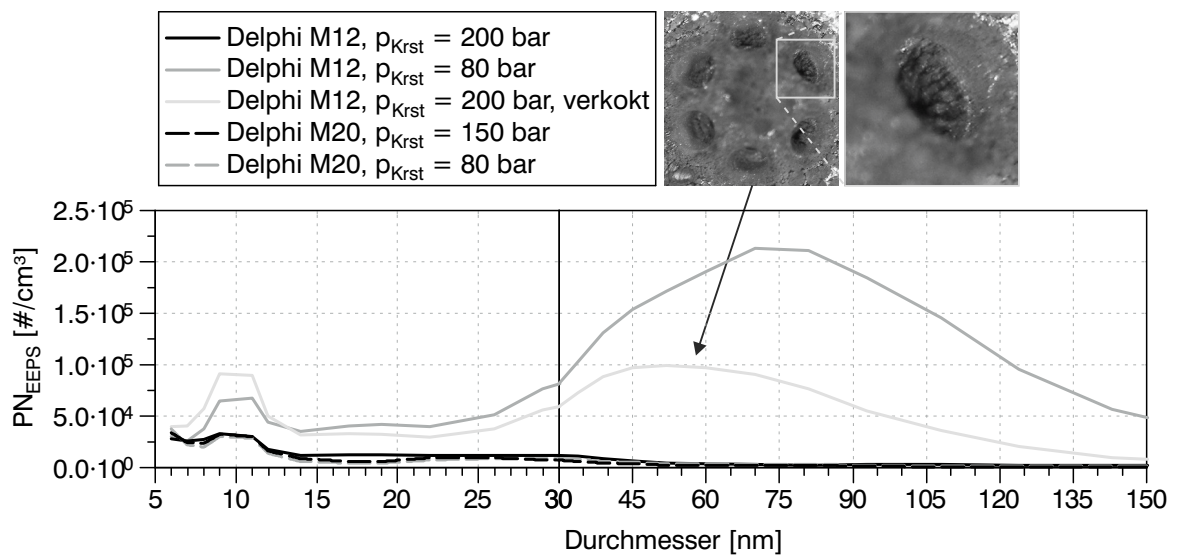


**Abbildung 5.7:** Partikelanzahl- und Partikelmassenkonzentration in Abhängigkeit des Raildrucks

Beim Betrieb mit dem „Delphi M20“ Injektor kann durch Aufteilung der Einspritzung (siehe Abb. 5.7 links) ebenfalls ein Partikelemissionsniveau von unter  $1.0 \cdot 10^5 \text{ \#/cm}^3$  dargestellt werden. Vergleichbare applikative Maßnahmen (Anpassen der Einspritzstrategie, der Ventilspreizung und des Einlassventilhubs) haben in Verbindung mit den Mehrlochdüsen bei einem Einspritzdruck von 80 bar zwar auch eine Reduzierung der Partikelemissionen zur Folge, jedoch konnte im Rahmen der Untersuchungen die Partikelkonzentration nicht unter  $1.5 \cdot 10^6 \text{ \#/cm}^3$  gesenkt werden. Dies liegt jedoch nicht nur in der durch den geringeren Einspritzdruck bedingten schlechteren Gemischaufbe-

reitung begründet. Vielmehr führt der schwächere Einspritzimpuls zu einer Zunahme von Rückständen flüssigen Kraftstoffs an der Injektorspitze, welche bis zum Brennbeginn nicht vollständig verdampft werden und somit zum Aufbau von Ablagerungen führen. Das Ausmaß des Verkokungsaufbaus kann durch die genannten applikativen Maßnahmen zwar reduziert, aber nicht völlig verhindert werden. Auch durch das Anheben des Einspritzdrucks auf 200 bar lassen sich die Ablagerungen nicht vollständig abbauen. So steigt der Partikelausstoß durch die Ablagerungsbildung an der Injektorspitze im Referenzpunkt bei  $p_{mi} = 8 \text{ bar}$ ,  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  und einem Einspritzdruck von 200 bar mit dem „Delphi M12“ Injektor von etwa  $7.1 \cdot 10^4 \text{ \#/cm}^3$  auf das Zehnfache (etwa  $7.1 \cdot 10^5 \text{ \#/cm}^3$ ) an.

Abbildung 5.8 stellt die Partikelgrößenverteilungen im genannten Betriebspunkt für den Betrieb mit dem „Delphi M20“ Injektor (A-Düse) und dem „Delphi M12“ Injektor (Mehrlochdüse) gegenüber.



**Abbildung 5.8:** Einfluss des Einspritzdrucks und Injektorzustands auf die Partikelgröße

Die schwarzen Linien zeigen jeweils die Referenzmessung und die dunkelgrauen Linien jeweils den durch applikative Maßnahmen optimierten Betrieb bei einem Einspritzdruck  $p_{Krst}$  von 80 bar. Die hellgraue Linie beim „Delphi M12“ Injektor stellt die Konzentrationsverteilung bei  $p_{Krst} = 200 \text{ bar}$  und einer durch den vorherigen Betrieb bei  $p_{Krst} = 80 \text{ bar}$  verkokten Injektorspitze dar. Aus der Messung der Größenverteilungen wird deutlich, dass mit der Absenkung des Einspritzdrucks und damit dem Aufbau von Ablagerungen an der Injektorspitze (im Fall des „Delphi M12“ Injektors) eine Zunahme des mittleren Partikeldurchmessers im Agglomerationsmodus einhergeht. In Verbindung mit der Erkenntnis aus dem vorherigen Absatz zu Abbildung 5.7, dass eine Einspritzdruckabsenkung trotz Anpassung der Einspritzstrategie häufig mit einer durch Ablagerungsaufbau bleibenden Zunahme der Partikelanzahlmission einhergeht, lässt sich ableiten, dass durch die Absenkung des Einspritzdrucks bzw.

den Aufbau von Ablagerungen an der Injektorspitze die emittierte Partikelmasse im Vergleich zur Partikelanzahl überproportional ansteigt, was auch in anderen Untersuchungen beobachtet wurde [101].

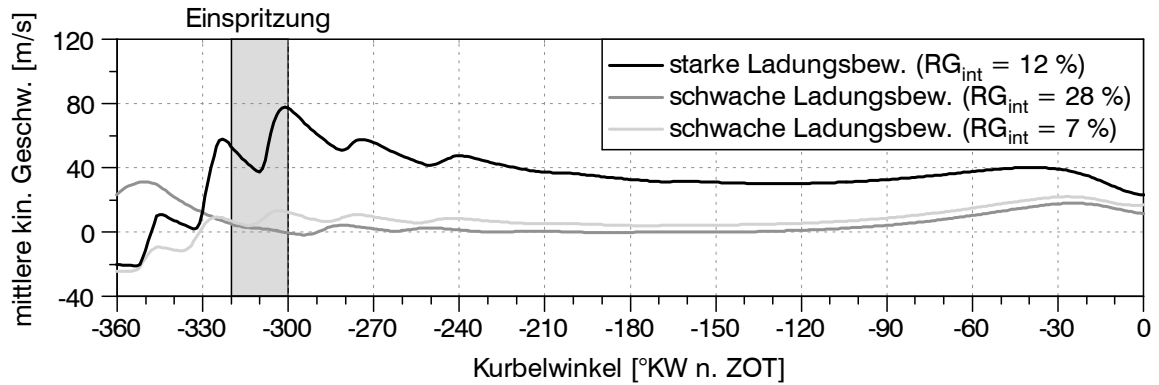
## 5.1.2 Ladungswechsel

Die Qualität der Gemischbildung wurde bereits als wesentliche Einflussgröße auf die Partikelemissionen angesprochen. Nachdem im vorherigen Abschnitt die Parameter des Kraftstoffsystems diskutiert wurden, soll im Folgenden der Ladungswechsel, d.h. sowohl die Intensität der Ladungsbewegung als auch die Gaszusammensetzung und -temperatur, bewertet werden.

### Ladungsbewegung

Die Intensität der Ladungsbewegung (LBW) hat einen wesentlichen Einfluss auf die Verdampfung und Homogenisierung des eingespritzten Kraftstoffs, wie es die Untersuchungen am Einhubtriebwerk bereits gezeigt haben (siehe Kap. 4). Speziell beim Motorbetrieb mit der A-Düse und der damit verbundenen vergleichsweise kurzen freien Strahllänge ist eine intensive Zylinderinnenströmung äußerst hilfreich, um die Gemischbildung zu unterstützen und so potenzielle Partikelherde in Form von Kraftstoffanlagerungen an der Brennraumwand oder den Einlassventilen zu vermeiden. Dies soll im BP 2 (siehe Tab. 5.1) verdeutlicht werden, wobei der Motor für die Messungen mit dem „Delphi M20“ Injektor (A-Düse) bestückt wurde. Das Kühlwasser wurde auf 30 °C und das Motoröl auf 40 °C konditioniert, um die Wandfilmbildung bei eventueller Bauteilbenetzung im Vergleich zum betriebswarmen Motor ( $T_{\text{Öl, KW}} \approx 90 \text{ °C}$ ) zu verstärken. Der Einspritzbeginn lag bei 325 °KW v. ZOT. Die Ein- und Auslassspreizung wurde variiert, um unterschiedliche Strömungsintensitäten darzustellen. Abbildung 5.9 zeigt den nach einem modifizierten K- $\kappa$ -Ansatz berechneten Verlauf der mittleren kinetischen Geschwindigkeit. Die theoretischen Grundlagen zu dieser Berechnungsmethode wurden in Unterkapitel 2.4.1 erläutert. Tabelle 5.3 fasst die zugehörigen Kenngrößen für drei charakteristische Steuerzeiten (ESPZG = Einlassspreizung; ASPZG = Auslassspreizung) zusammen; eine mit starker und zwei mit schwacher Ladungsbewegung. Es ist deutlich zu erkennen, dass im Fall starker Ladungsbewegung die mittlere kinetische Geschwindigkeit im Brennraum im Besonderen zum Einspritzzeitpunkt (aber auch danach) auf einem im Vergleich zu den beiden Fällen mit schwacher Ladungsbewegung hohen Niveau liegt.

Bei den Emissionen in Tabelle 5.3 zeigt sich bei schwacher Ladungsbewegung im Vergleich zur starken mal ein höherer und mal ein geringerer Stickoxidausstoß, welcher sich mit dem deutlich unterschiedlichen internen Restgasanteil  $RG_{\text{int}}$  erklären lässt. Während bei den Kohlenwasserstoffemissionen nur eine geringe Absenkung bei starker



**Abbildung 5.9:** Mittlere kinetische Geschwindigkeit der Zylinderladung beim Motorbetrieb mit starker und schwacher Ladungsbewegung

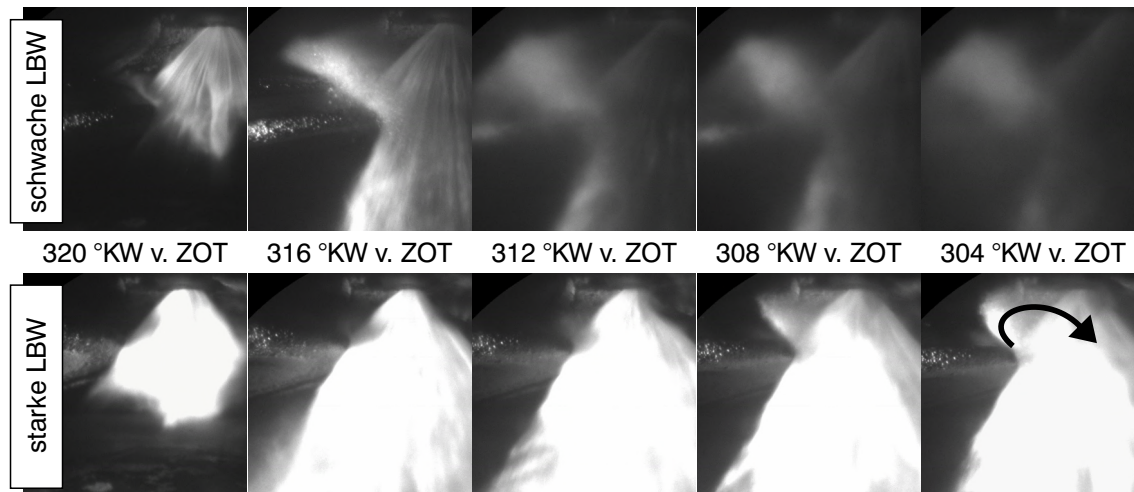
**Tabelle 5.3:** Kenngrößen zu den in Abb. 5.9 dargestellten Betriebspunkten mit A-Düse („Delphi M20“)

Ladungsbewegung	stark	schwach	schwach
HC [ppm]	974	1129	1292
NO [ppm]	2044	1047	2303
PN <sub>CPC</sub> [# / cm <sup>3</sup> ]	0.8E+06	1.6E+06	1.5E+06
RG <sub>int</sub> [%]	12	28	7
ESPZG [°KW]	110	80	110
ASPZG [°KW]	150	80	110

Ladungsbewegung zu beobachten ist, verdeutlicht die Gegenüberstellung der Partikelemissionen den positiven Einfluss der Strömungsintensität auf die Kraftstoffverdampfung und Homogenisierung. Da durch die Variation der Ein- und Auslassspreizung (ESPZG und ASPZG) nicht nur die Ladungsbewegungsintensität, sondern auch der interne Restgasgehalt verändert wird, werden bewusst zwei Betriebspunkte mit schwacher Ladungsbewegung aber deutlich unterschiedlichem Restgasgehalt zur Gegenüberstellung zum Betrieb mit starker Ladungsbewegung herangezogen. Beim einen wird ein größerer ( $RG_{int} = 28\%$ ), beim anderen ein geringerer ( $RG_{int} = 7\%$ ) Restgasanteil als im Fall mit starker Ladungsbewegung ( $RG_{int} = 12\%$ ) zurückgehalten. Dies verdeutlicht, dass die Intensität der einströmenden Frischluft der die Partikelemissionen beeinflussende Faktor ist und nicht der zu- oder abnehmende Restgasgehalt.

Um die Interaktion zwischen Kraftstoffspray und Zylinderinnenströmung weiter zu untersuchen, wurden optische Messungen mit einer LaVision Imager Compact CCD-Kamera und Xenon Stroboskop-Lichtquelle durchgeführt. Pro Motorzyklus wurde ein Bild aufgenommen und der Aufnahmezeitpunkt um  $0.5^\circ$  KW Richtung „spät“ geschoben. Die Aufnahmen sind in Abbildung 5.10 dargestellt, in der oberen Reihe für schwa-

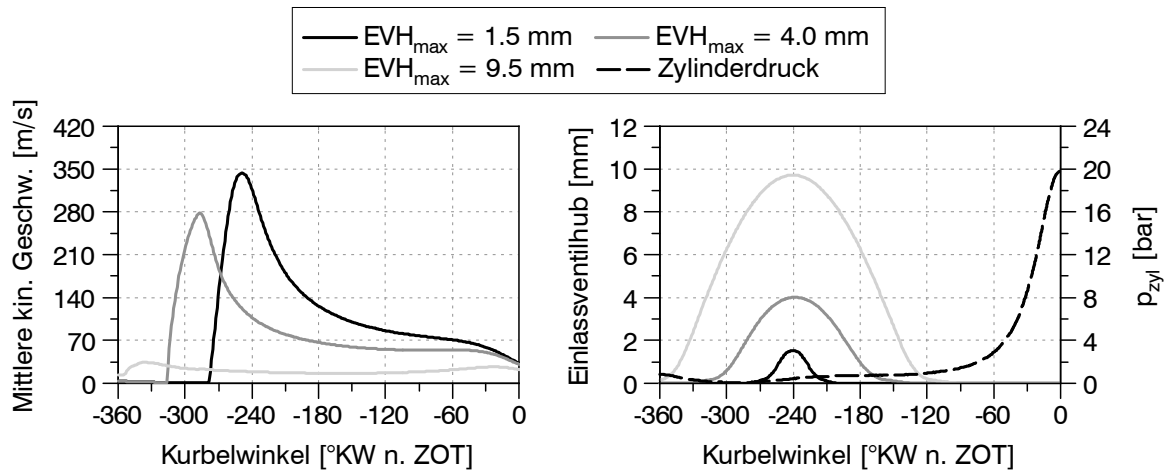
che, in der unteren Reihe für starke Ladungsbewegung. Bei schwacher Ladungsbewegung trifft das Spray das Einlassventil und einzelne Tropfen werden in Richtung des optischen Zugangs abgelenkt. Dort werden sie unter Rußbildung während des Arbeitstakts verbrannt. In Konsequenz setzt sich der Zugang binnen weniger Motorzyklen mit einer Rußschicht zu. Bei starker Ladungsbewegung trifft das Spray ebenfalls auf den Ventilteller, wird jedoch von der starken Strömung direkt um ca.  $180^\circ$  umgelenkt und zurück in den Brennraum geleitet. Es können weder Kraftstoffrückstände am Ventilteller noch Spray-Wand-Interaktion beobachtet werden.



**Abbildung 5.10:** Sprayausbreitung der A-Düse („Delphi M20“) bei schwacher (obere Bildreihe) und starker (untere Bildreihe) Ladungsbewegung

Um zudem den positiven Einfluss erhöhter Ladungsbewegung auf die Gemischhomogenisierung und zyklischen Schwankungen zu verdeutlichen, werden im Folgenden Ergebnisse der Messungen mit dem LaVision ICOS fuel vorgestellt. Die faseroptische Zündkerze wurde im Katalysatorheizbetrieb mit  $6 \text{ kW}/l_{\text{VH}}$  spezifischem Abgasenthalpiestrom verwendet ( $\text{ZZP} \approx 21^\circ \text{KW n. ZOT}$ ) und der Einlassventilhub in zwei Schritten reduziert, um die Geschwindigkeit der einströmenden Luft zu erhöhen. In Abbildung 5.11 sind die berechneten Verläufe der mittleren kinetischen Geschwindigkeit (links) und zur Veranschaulichung die Einlassventilhubkurven der drei untersuchten Konfigurationen (rechts) dargestellt. Mit der Hubabsenkung bei konstanter Spreizung wird auch der „Einlass öffnet“ Zeitpunkt nach „spät“ verschoben. Der signifikante Anstieg der mittleren kinetischen Geschwindigkeit im Ansaugtakt verdeutlicht das Potenzial der Einlassventilhubabsenkung, die Strömungsintensität zum Einspritzzeitpunkt um die Injektorspitze zu erhöhen.

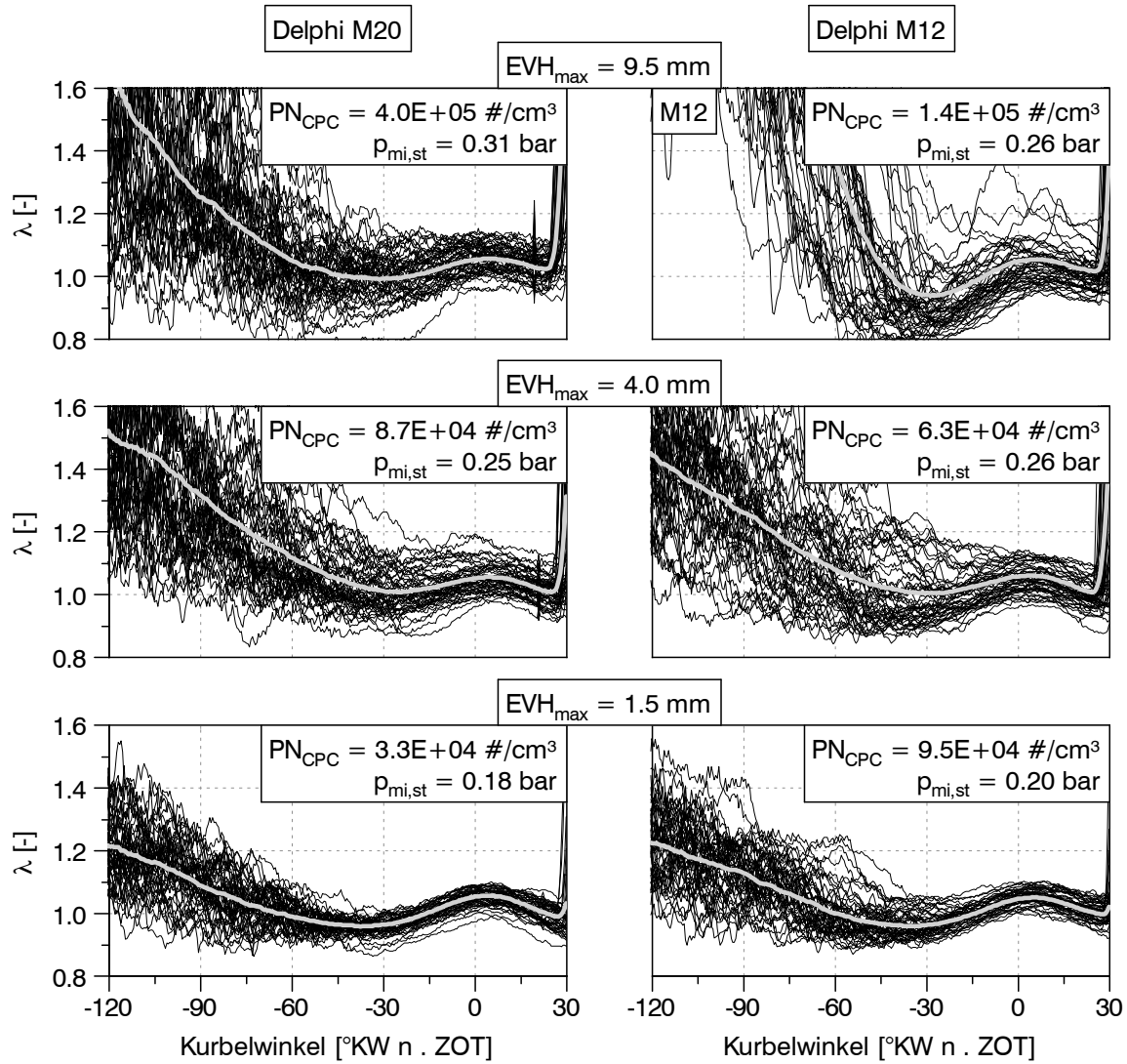
Es wurde wieder der Betrieb mit dem Mehrlochinjektor „Delphi M12“ und dem Injektor mit Hohlkegelspray „Delphi M20“ untersucht, wobei in beiden Fällen eine Einspritzstrategie mit zwei Einspritzungen in den Saughub, aber ohne zündungsnahen Einspritzung zur Stabilisierung der Verbrennung appliziert wurde. In Abbildung 5.12 sind in sechs Diagrammen die  $\lambda$ -Verläufe von jeweils 50 Einzelzyklen (schwarz) und deren



**Abbildung 5.11:** Verläufe der mittleren kinetischen Strömungsgeschwindigkeit (links) bei unterschiedlichen Einlassventilsteuerzeiten (rechts)

Mittelwert (grau) dargestellt. Zudem sind jeweils die Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks  $p_{mi,st}$  und die mit dem CPC gemessene Partikelkonzentration im Abgas angegeben. Die linke Spalte zeigt die Messwerte beim Betrieb mit A-Düse („Delphi M20“ Injektor), die rechte die beim Betrieb mit Mehrlochdüse („Delphi M12“ Injektor). Ausgehend von maximalem Einlassventilhub ( $EVH_{max} = 9.5$  mm) und entsprechend minimaler Ladungsbewegungsintensität, wird die mittlere kinetische Geschwindigkeit speziell im Bereich der Kraftstoffeinspritzung durch Absenken des  $EVH_{max}$  in zwei Schritten angehoben. Zeile 2 zeigt die Messwerte mit  $EVH_{max} = 4.0$  mm, Zeile 3 die mit  $EVH_{max} = 1.5$  mm.

Die Messwerte zeigen für beide Injektoren, dass eine Zunahme der Strömungsintensität zu einer deutlichen Abnahme der zyklischen  $\lambda$ -Schwankungen und einem geringeren  $\lambda$ -Gradienten im Kompressionshub führt. Beides spricht für eine schnellere und stabilere Gemischbildung. In Konsequenz kann mit beiden Injektoren auch eine Abnahme der Verbrennungsschwankungen  $p_{mi,st}$  und der Partikelemissionen beobachtet werden. Lediglich bei der Mehrlochdüse ist von 9.5 auf 4.0 mm  $EVH_{max}$  keine  $p_{mi,st}$  Abnahme zu beobachten, da die zyklischen Schwankungen im  $\lambda$ -Verlauf zwar abnehmen, aber bei 9.5 mm  $EVH_{max}$  tendenziell zu einem fetteren Gemisch zum ZZP geführt haben. Dabei ist zu beachten, dass es sich bei dem ICOS-System um eine lokale Messtechnik handelt und zur Interpretation der Ergebnisse auch die Spraygeometrie berücksichtigt werden muss. So ist der Strahlaufbruch mit A-Düse dem mit Mehrlochdüse zwar überlegen, das weite Spray begünstigt jedoch Spray-Wand/Ventil-Interaktion und kraftstoffreiche Bereiche in Wandnähe. Speziell bei 9.5 mm  $EVH_{max}$  ist mit der A-Düse eine Spray-Einlassventil-Interaktion zu beobachten. Dies erklärt den im Vergleich zum Betrieb mit dem Mehrlochventil hohen Partikelaustritt, die großen Verbrennungsschwankungen und weshalb die Absenkung auf 4.0 mm  $EVH_{max}$  einen deutlicheren Einfluss auf beide Messwerte hat.



**Abbildung 5.12:** Kurbelwinkelaufgelöste  $\lambda$ -Entwicklung von 50 aufeinanderfolgenden Zyklen und deren Mittelwert für zwei Injektoren unter Variation des maximalen Einlassventilhubs  $EVH_{\max}$

## Internes Restgas

Neben der Intensität der Zylinderinnenströmung ist auch die Gastemperatur zum Einspritzzeitpunkt ein die Verdampfung beeinflussender Faktor. Um zu evaluieren, inwieweit eine höhere Ladungstemperatur die Verdampfung und in Konsequenz die Gemischbildung verbessert, sollen noch einmal die Untersuchungen mit zum Einspritzzeitpunkt vergleichbarer schwacher Ladungsbewegung aus dem vorherigen Abschnitt diskutiert werden (siehe Abb. 5.9 und Tab. 5.3). Eine Erhöhung des internen Restgasgehalts von 7% auf 28% hat hier keinen eindeutigen Einfluss auf die Partikelkonzentration im Abgas gezeigt. So führt der erhöhte Restgasanteil zwar zu einem höheren Temperaturniveau während der Einspritzung, gleichzeitig nehmen die Verbrennungstemperaturen und der Sauerstoffpartialdruck jedoch ab, wodurch das Potenzial zur Nachoxidation negativ beeinflusst wird. In den drei bewerteten Betriebspunkten konnte daher kein eindeutiger Einfluss erhöhten Restgasanteils auf den Partikelaustritt festgestellt werden. In Kapitel 6 wird der Einfluss noch einmal im Rahmen einer Katalysatorheizstrategie mit frühem „Auslass Öffnet“ diskutiert.

### 5.1.3 Einspritzstrategie / Luft-Kraftstoff-Verhältnis

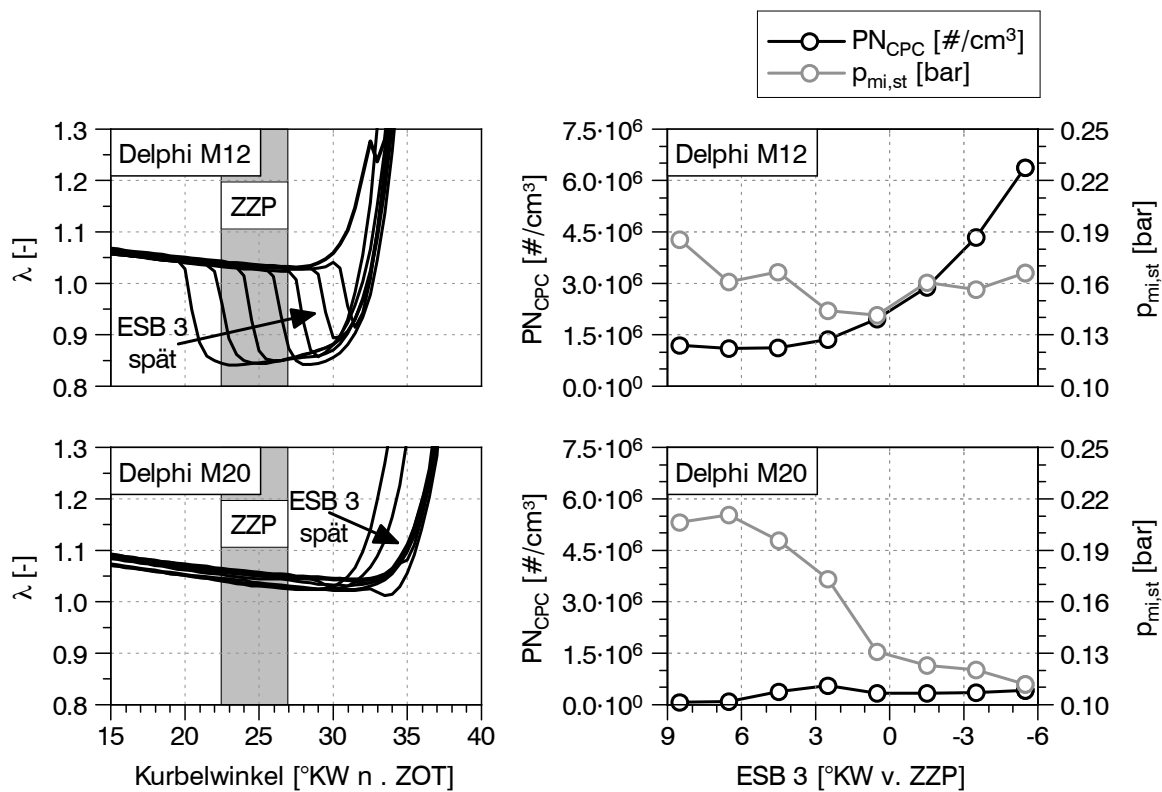
Bei der Abstimmung der meisten Betriebspunkte eines Ottomotors liegt das Bestreben stets darin, im Hinblick auf die etablierte Abgasnachbehandlung, ein möglichst homogenes  $\lambda = 1.00$  Gemisch darzustellen. Einer der drei untersuchten Betriebspunkte, der Katalysatorheizbetrieb, bildet in dieser Beziehung jedoch eine Ausnahme. Er beschreibt einen Betriebszustand, in welchem die Abgasnachbehandlung noch nicht aktiv und folglich das Erreichen eines stöchiometrischen Gemisches im Brennraum nicht notwendig ist. Bedingt durch die in diesem Betriebsmodus große eingespritzte Kraftstoffmenge, den späten Zündzeitpunkt, die vergleichsweise schwache Ladungsbewegung (geringe Drehzahl) und die kalten Brennraumwände stellt die Umsetzung eines stabilen Motorbetriebs mit geringen Schadstoffemissionen eine Herausforderung dar [122]. Bei der Bewertung der Partikelemissionen und der sie beeinflussenden Parameter gilt es stets die gasförmigen Emissionen, den Abgasenthalpiestrom und das Niveau der Verbrennungsschwankungen  $p_{mi,st}$  ebenfalls zu berücksichtigen.

Im vorherigen Unterkapitel 5.1.2 wurde bereits das Potenzial einer Intensivierung der Einlassströmung durch Ventilhubabsenkung zur Reduzierung der Partikelemissionen und Verbrennungsschwankungen vorgestellt. Auch die Einspritzstrategie ist in diesem Zusammenhang ein wesentlicher Faktor, um allen Forderungen an Schadstoffausstoß und Laufruhe gerecht zu werden. Speziell der Betrieb mit Mehrfacheinspritzung in den Ansaugtakt und einer kurzen Einspritzung unmittelbar vor dem Zündzeitpunkt bietet das Potenzial, geringe gasförmige Emissionen bei stabilem Motorlauf darzustellen. So kann der Motor global leicht mager betrieben werden, um hohe HC- und CO-Emissionen zu vermeiden. Die lokale Anfettung an der Zündkerze führt zu einer



Ladungsschichtung und ermöglicht es trotz des leicht mageren globalen Luft-Kraftstoff-Gemisches hohe Stickoxidemissionen zu vermeiden. Ferner bewirkt der Einspritzimpuls unmittelbar vor dem Zündzeitpunkt eine Stabilisierung der Verbrennung. Er kann jedoch auch, bedingt durch den fetten Gemischbereich oder eventuell nicht vollständig verdampften Kraftstoff, mit erheblichen Partikelemissionen einhergehen. Der richtigen zeitlichen und räumlichen Platzierung der zündungsnahen Einspritzung kommt daher eine große Bedeutung zu, um sowohl geringe Verbrennungsschwankungen als auch geringe Partikelemissionen zu erreichen.

Um dies näher zu untersuchen, wurde mit Hilfe des LaVision ICOS fuel die Auswirkung der zündungsnahen Einspritzung auf die Kraftstoffkonzentration nahe dem Zündspalt gemessen und im Kontext der Partikelemissionen und Verbrennungsschwankungen diskutiert. Dazu wurde der Motor im BP 3 (siehe Tab. 5.1) mit zwei Einspritzungen in den Ansaughub und einer dritten kurz vor dem Zündzeitpunkt betrieben (siehe Abb. 5.4). Als Gemischbildner kamen wieder der „Delphi M12“ mit Mehrlochdüse und der „Delphi M20“ mit A-Düse zum Einsatz. Der Einfluss der zeitlichen Platzierung der zündungsnahen Einspritzung (Einspritzbeginn der dritten Einspritzung (ESB 3)) ist in Abbildung 5.13 dargestellt.



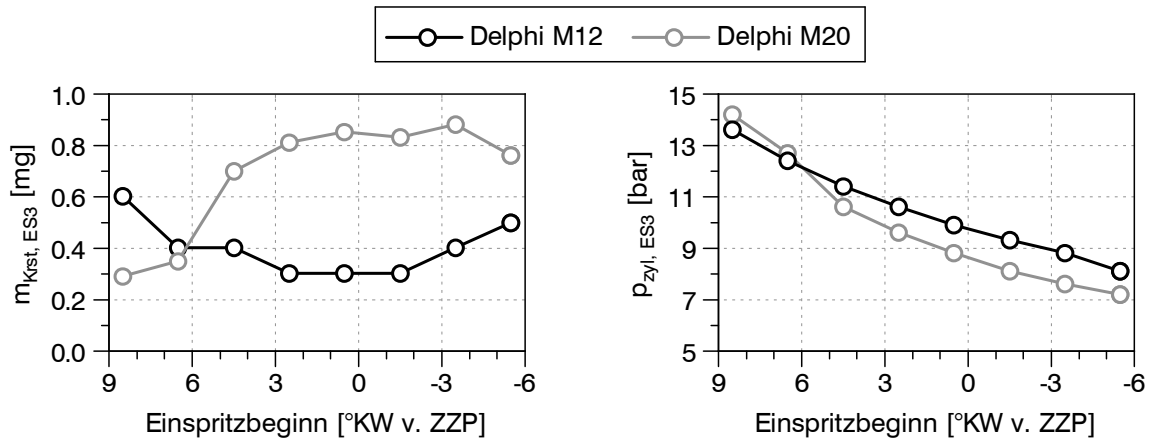
**Abbildung 5.13:** Einfluss der zeitlichen Platzierung der zündungsnahen Einspritzung (ESB 3) auf das Luft-Kraftstoff-Verhältnis am Zündspalt, die Partikelkonzentration im Abgas und die Verbrennungsschwankungen

Die beiden oberen Diagramme zeigen die Messwerte mit Mehrlochdüse („Delphi M12“), die beiden unteren die mit A-Düse („Delphi M20“). In der linken Spalte ist für die verschiedenen Einspritzzeitpunkte der zündungsnahen Einspritzung der  $\lambda$ -Verlauf um den Bereich des Zündzeitpunkts (ZZP) dargestellt. Der Zündzeitpunkt ergibt sich aus der Last- und Abgasenthalpiestromanforderung und muss mit der Änderung des ESB 3 angepasst werden. Die rechte Spalte zeigt die zugehörigen Werte der Partikelemissionen (schwarze Linie) und der Verbrennungsschwankung (graue Linie). Beide Injektoren wurden bei der dritten Einspritzung 0.22 ms angesteuert und so nahe der minimalen Ansteuerdauer (0.20 ms) betrieben. Daraus ergab sich mit der Mehrlochdüse eine zündungsnah eingespritzte Menge von ca. 0.3 mg (1.3 % von  $\dot{m}_{\text{Krst,gesamt}}$ ) und mit der A-Düse von ca. 0.9 mg (3.9 % von  $\dot{m}_{\text{Krst,gesamt}}$ ). Der Einlassventilhub wurde auf 1.5 mm eingestellt.

Mit der Mehrlochdüse ist über den gesamten Variationsbereich eine deutliche Anfettung an der Zündkerze zu beobachten, die erst durch die Einspritzung nach dem Zündzeitpunkt abnimmt. Dazu können gleichermaßen geringe Verbrennungsschwankungen  $p_{\text{mi,st}}$  beobachtet werden, welche durchgehend unter dem Wert ohne zündungsnahen Einspritzung liegen (siehe Abb. 5.12,  $\text{EVH}_{\text{max}} = 1.5 \text{ mm}$ ). Auf der anderen Seite liegen die Partikelemissionen auf einem höheren Niveau und steigen mit abnehmender Zeitdauer zwischen Einspritzung und Zündung stetig an. Die Messungen mit der A-Düse zeigen ein deutlich unterschiedliches Verhalten. Unabhängig vom ESB 3 ist nahezu keine Anfettung am Zündspalt festzustellen, gleichermaßen sind die Partikelemissionen im Vergleich zur Mehrlochdüse auf einem durchgehend geringeren Niveau, wenn auch über dem der Betriebsstrategie ohne zündungsnahen Einspritzung. Der Anstieg zwischen 6.5 und 2.5 °KW v. ZZP lässt sich mit Hilfe der Einspritzratenmessung des AVL Shot To Shot Plu 131 Messsystems erklären.

Abbildung 5.14 zeigt für beide Injektoren links die zündungsnah eingespritzte Kraftstoffmasse und rechts den Zylinderdruck zum Einspritzzeitpunkt in Abhängigkeit des Einspritzbeginns bei konstanter Ansteuerdauer (0.22 ms). Von 6.5 bis 2.5 °KW v. ZZP nimmt die zündungsnah eingespritzte Kraftstoffmasse beim „Delphi M20“ Injektor, vermutlich aufgrund des abnehmenden Gegendrucks zum Einspritzzeitpunkt, zu. Dies ist eine plausible Erklärung für den PN-Anstieg zwischen 6.5 und 2.5 °KW v. ZZP Einspritzbeginn, wie er in Abbildung 5.13 beobachtet werden kann.

Anders als beim Betrieb mit Mehrlochdüse steigen die Verbrennungsschwankungen mit der A-Düse bei einem  $\text{ESB } 3 > 0.5 \text{ °KW v. ZZP}$  im Vergleich zum Betrieb ohne zündungsnahen Einspritzung an, nehmen im übrigen Bereich jedoch sehr geringe Werte an. Der Vergleich der  $\lambda$ -Messung zwischen beiden Injektoren verdeutlicht die erheblich bessere Gemischaufbereitung der A-Düse, speziell bei Teilhub im ballistischen Bereich (siehe Unterkap. 5.1.1). Während hier durch Drosselverluste im Injektor bei der Mehrlochdüse der volle Einspritzdruck noch nicht anliegt und so die Sprayausbreitung und der Strahlaufbruch negativ beeinflusst werden (größere Kraftstofftröpfchen sind die Folge), steht bei der nach außen öffnenden A-Düse auch im ballistischen Betriebsbe-

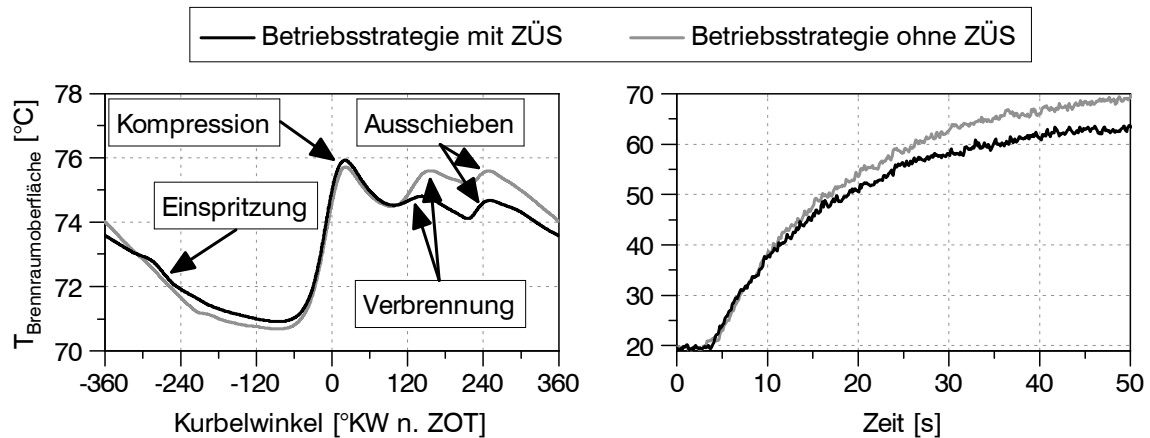


**Abbildung 5.14:** Eingespritzte Kraftstoffmasse (links) und Zylinderdruck zum Einspritzzeitpunkt (rechts) in Abhängigkeit des Einspritzbeginns

reich der volle Einspritzdruck zur Verfügung, so dass auch kleinste Mengen mit hohem Impuls und uneingeschränktem Sprayaufbruch abgesetzt werden.

Diese injektorbedingten Eigenschaften (unter der Annahme einer geometrisch nicht veränderbaren Zündkerzenlage) erklären den Verlauf der  $\lambda$ -Messung in Abbildung 5.13. Die Korrelation mit den Partikelemissionen und der Laufruhe zeigt, dass eine lokale Anfettung zum Zündzeitpunkt zwar die Verbrennung stabilisiert, aber auch zu erhöhten Partikelemissionen führt bzw. führen kann, speziell mit abnehmender Zeit zwischen ESB 3 und Zündzeitpunkt. Um jedoch eine Stabilisierung sicher ohne erhebliche Zunahme der Partikelemissionen darzustellen, gilt es, eine starke Anfettung in Bereiche deutlich unter  $\lambda = 1$  zu vermeiden und die Stabilisierung möglichst nur durch die mit der Einspritzung erzeugten Turbulenz zu erreichen. Dazu ist sowohl eine genaue räumliche und zeitliche Platzierung der zündungsnahen Einspritzung nötig als auch die Verwendung eines Gemischbildners, der auch Kleinstmengen fein zerstäubt einspritzen kann. Neue Fertigungstechniken wie das Laserbohren der Spritzlöcher von Mehrlochinjektoren [87] sind diesbezüglich erfolgreiche Maßnahmen, um den Sprayaufbruch und die generelle räumliche und quantitative Kraftstoffeinbringung von Mehrlochinjektoren in den Brennraum zu verbessern.

Neben den genannten Vorteilen auf den Motorprozess sei jedoch auch erwähnt, dass durch die zündungsnahen Einspritzung und die mit ihr verbundene Ladungsschichtung ein langsames Aufwärmverhalten der Brennraumwände als mit homogenem Luft-Kraftstoff-Gemisch (Betrieb ohne zündungsnahen Einspritzung) zu beobachten ist. Abbildung 5.15 zeigt im linken Diagramm den charakteristischen Temperaturverlauf am aufgeschliffenen Oberflächenthermoelement über °KW beim Betrieb mit und ohne zündungsnahen Einspritzung (ZÜS) sowie im rechten Diagramm den über die Zeit aufgetragenen zyklischen Temperaturmittelwert an der Messstelle.



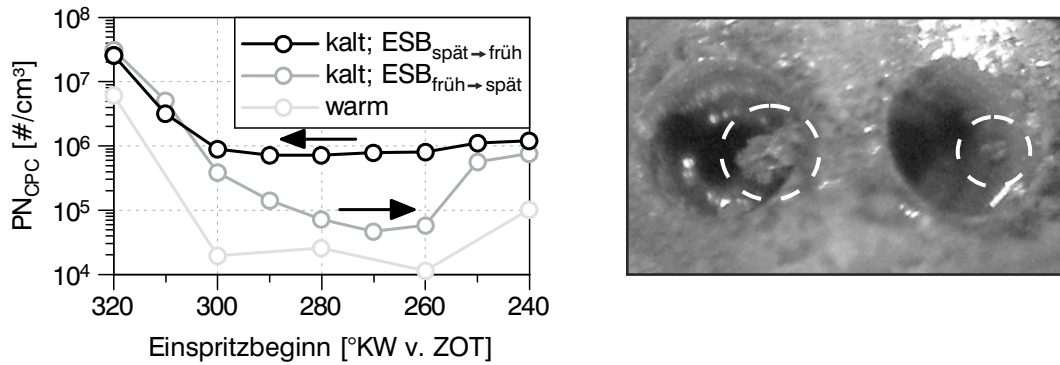
**Abbildung 5.15:** Temperaturverläufe des aufgeschliffenen Oberflächenthermoelements über Grad Kurbelwinkel (links) und über der Zeit (rechts)

Der Motor wurde mit dem Mehrlochinjektor „Delphi M12“ und im Fall ohne ZÜS mit  $9.5 \text{ kW}/l_{\text{VH}}$  sowie im Fall mit ZÜS mit  $10.8 \text{ kW}/l_{\text{VH}}$  spezifischem Abgasenthalpiestrom betrieben. Bei der Einspritzstrategie mit ZÜS wurden  $1.0^{\circ}\text{KW}$  v. ZYP (Ansteuerbeginn) ca.  $1.9 \text{ mg}$  Kraftstoff pro Zyklus ( $5.3\%$  von  $\dot{m}_{\text{Krst,gesamt}}$ ) eingespritzt. Um den Einfluss der beiden Einspritzstrategien auf den Temperaturverlauf über den Zyklus zu verdeutlichen, werden in der linken Abbildung zwei zu unterschiedlichen Zeitpunkten des Warmlaufs aufgenommene Zyklen gegenübergestellt. Auswahlkriterium war eine annähernd gleiche Temperatur zu Beginn der Einspritzung. Die beiden Verläufe illustrieren deutlich den kühlenden Einfluss der Einspritzung sowie die Temperaturanstiege durch die Kompression, die Verbrennung und das nach dem Öffnen der Auslassventile vorbeiströmende Abgas. Die Messungen zeigen, dass trotz der etwas größeren Füllung beim Betrieb mit ZÜS das Temperaturniveau an der Messstelle während der Verbrennung und dem Ausschleiben, bedingt durch die Ladungsschichtung, geringer ist. Ein langsames Aufwärmverhalten der Brennraumwand über die Zeit ist die Folge. So stellt sich für die Einspritzstrategie mit ZÜS der in Abbildung 5.15 links dargestellte Zyklus erst nach ca.  $150 \text{ s}$  ein, während der für die Einspritzstrategie ohne ZÜS dargestellte Zyklus bereits nach  $86 \text{ s}$  aufgenommen werden kann.

### 5.1.4 Betriebstemperatur

Die Betriebstemperatur, d.h. die Temperatur der den Brennraum begrenzenden Bauteile (Kopf, Zylinder, Kolben, Ventile), hat einen signifikanten Einfluss auf die Partikelemissionen. Eventuelle Spray-Bauteil-Interaktion, welche im warmen Zustand zu keinen bleibenden Kraftstoffanlagerungen führt, kann bei „kaltem Motor“ eben diese verursachen. Hinzu kommt, dass bei niedrigen Strukturtemperaturen auch von einer geringeren Gas- und Kraftstofftemperatur ausgegangen werden kann, welche unter anderem eine Verschiebung des „Flash Boiling“-Bereichs zu geringeren Lasten verursacht.

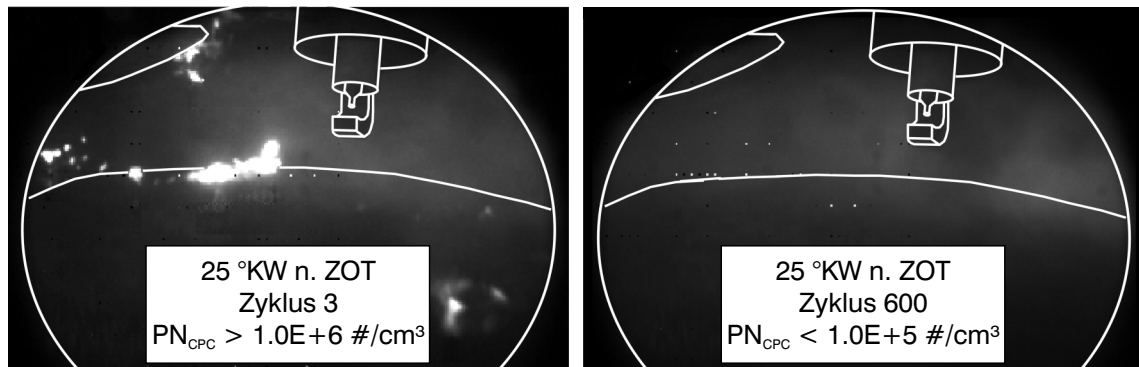
In Summe führen die niedrigeren Temperaturen zu langsamerer Kraftstoffverdampfung / Gemischhomogenisierung und entsprechend zur bereits angesprochenen erhöhten Empfindlichkeit bezüglich bleibender Kraftstoffanlagerungen bei Spray-Bauteil-Interaktion. Um dies zu verdeutlichen, werden im Folgenden Untersuchungsergebnisse von Einspritzbeginnvariationen im BP 2 mit dem „Delphi M12“ Injektor vorgestellt. Abbildung 5.16 links zeigt mit der hellgrauen Linie die mit dem CPC gemessene Partikelkonzentration im Abgas bei warmem Motor ( $T_{KW}$  und  $T_{Öl} \approx 90^\circ\text{C}$ ).



**Abbildung 5.16:** Links: Partikelemissionen bei warmem und kaltem Motorbetrieb  
Rechts: Ablagerungsbildung an der Injektorspitze und in den Vorstufen bei kaltem Motorbetrieb und spätem ESB

Die dunkelgraue und die schwarze Linie hingegen zeigen die Partikelemissionen bei kaltem Motor ( $T_{KW} = 30^\circ\text{C}$ ,  $T_{Öl} = 40^\circ\text{C}$ ). Neben dem erwarteten Anstieg der Partikelkonzentration im Abgas äußert sich dabei ein weiterer Effekt der niedrigen Temperaturen, welcher bei warmem Motor nicht beobachtet werden konnte: Der unterschiedliche Verlauf der beiden Kurven verdeutlicht, dass sich abhängig davon, ob die ESB-Variation mit einem frühem Einspritzzeitpunkt begonnen und dieser nach „spät“ geschoben oder die Variation andersherum durchlaufen wird, unterschiedliche Partikelkonzentrationen im Abgas einstellen. Dies liegt darin begründet, dass bei spätem Einspritzbeginn (ESB =  $240^\circ\text{KW v. ZOT}$ ) Ablagerungsbildung an der Injektorspitze auftritt. Bedingt durch die zu diesem Zeitpunkt schwache Ladungsbewegung im Brennraum / an der Injektorspitze in Kombination mit dem kalten Kraftstoff und Injektor sowie der mit Spätverstellung der Einspritzung abnehmenden Zeit zur Gemischbildung werden Kraftstoffrückstände am Ende der Einspritzung von der Injektorspitze nicht vollständig verdampft bzw. abgetragen. Eine nähere Betrachtung der Injektorspitze unter einem Lichtmikroskop nach den gerade diskutierten motorischen Untersuchungen verdeutlichte, wie sich trotz eines Raildrucks von 200 bar nicht nur Ablagerungen auf der Injektorkuppe, sondern auch in den Vorstufen gebildet haben (siehe Abb. 5.16 rechts). Speziell die Ablagerungen in den Vorstufen führen zu einer Beeinträchtigung des Sprays, welche einerseits eine Selbstverstärkung der Ablagerungsbildung an der Injektorspitze und andererseits weitere Partikelherde im Brennraum verursachen kann.

Bezüglich der Betriebstemperatur verdient die Oberflächentemperatur des Kolbens besondere Aufmerksamkeit, da sie sich nicht nur während des Motorwarmlaufs ändert, sondern auch sehr dynamisch auf Laständerungen reagiert. So können stationär applizierte Betriebspunkte bei Lastsprüngen ein deutlich unterschiedliches Emissionsverhalten zeigen. Im Rahmen dieser Arbeit war es nicht möglich, die Oberflächentemperatur des Kolbens zu erfassen oder Lastsprünge am Prüfstand darzustellen. Jedoch einen qualitativen Eindruck anhand zweier Beispielaufnahmen gibt Abbildung 5.17 wieder.



**Abbildung 5.17:** Rußleuchten nach Lastsprung aus geschlepptem Betrieb auf  $p_{mi} = 8$  bar, Links: Zyklus 3 (Kolbenoberfläche „kalt“), Rechts: Zyklus 600 (Kolbenoberfläche „warm“)

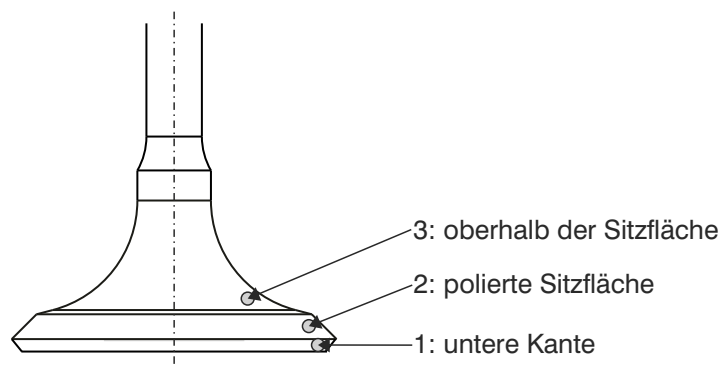
Aus dem geschleppten Betrieb mit  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  und  $T_{KW} = T_{Ö1} = 90 \text{ °C}$  wurde der BP 2 direkt mit den stationär optimierten Betriebsgrößen „angesprungen“. Im thermisch stationären Betrieb wird der Kraftstoff trotz der in diesem Betriebspunkt vorliegenden Einlassventilbenetzung vollständig verdampft und homogenisiert. Während der Verbrennung ist im Brennraum kein Rußleuchten durch fette, diffusive Verbrennung zu beobachten (siehe Abb. 5.17 rechts). Wird der Betriebspunkt jedoch aus dem Schlepptrieb „angesprungen“, ist während der ersten Zyklen deutliches Rußleuchten am Ventilteller und im Feuerstegbereich zu erkennen (siehe Abb. 5.17 links). Hohe Partikelemissionen sind die Folge. Während der Einlassventilbenetzung wird ein Teil des Sprays in Richtung Kolbenrand umgelenkt. Vom kalten Kolben und vom Ventilteller kann der Kraftstoff nicht vollständig verdampft und homogenisiert werden. Durch eine Aufteilung und/oder Spätverschiebung der Einspritzung kann Bauteilbenetzung vermieden, die Gemischbildung verbessert und so das Partikelemissionsniveau gesenkt werden. Speziell die Spätverschiebung der Einspritzung geht dabei mit einem Anstieg des Kraftstoffverbrauchs einher, welcher zwar für die wenigen Zyklen der Kolbenerwärmung im Vergleich zu dem sonst erheblichen Partikelanstieg vernachlässigt werden kann, jedoch verdeutlicht, dass eine solche applikative Maßnahme durch rein stationäre Betriebspunktoptimierungen nicht entwickelt werden kann.

## 5.1.5 Bauteilbenetzung

Die Problematik der Bauteilbenetzung wurde in dieser Arbeit bereits andiskutiert. An den Brennraum begrenzenden Bauteilen angelagerter Kraftstoff kann häufig bis zur Verbrennung nicht vollständig verdampft oder gar homogenisiert werden, weshalb sich dort verstärkt Rußpartikel bilden. Im Folgenden werden drei charakteristische Arten der Bauteilbenetzung und ihr Einfluss auf die Partikelemissionen diskutiert.

### Einlassventilbenetzung

Im Rahmen der in dieser Arbeit durchgeführten Messungen konnte speziell beim Betrieb mit Injektoren mit Hohlkegelspray unter verschiedenen Betriebsbedingungen eine Benetzung der Einlassventile beobachtet werden. Diese kann jedoch nicht pauschal als ungünstig bewertet werden, sondern ist individuell zu betrachten. Folgende drei Fälle, deren Benetzungsbereich in Abbildung 5.18 schematisch dargestellt ist, konnten durch optische Untersuchungen identifiziert werden, wobei sie während des Einspritzvorgangs ineinander übergehen oder je nach Spraybild auch gleichzeitig auftreten können:



**Abbildung 5.18:** Skizze zur Einteilung der Einlassventilbenetzung

#### 1. Spraytreffer an der unteren Kante der Einlassventile

In den drei untersuchten Betriebspunkten hat sich bei einem Spraytreffer an der unteren Kante der Einlassventile ein einheitliches Bild gezeigt: Das Spray wird in Richtung der Kolbenoberfläche abgelenkt ohne diese jedoch zu erreichen (steuerzeitenbedingt). Bereits vorhandene Ablagerungen an der Ventilkante halten einen Teil des Kraftstoffs zurück, so dass bei schwacher Einlassströmung während der Einspritzung bei der anschließenden Verbrennung vereinzelt schwaches Rußleuchten am Spalt zwischen Ventil und Ventilsitz beobachtet werden kann.

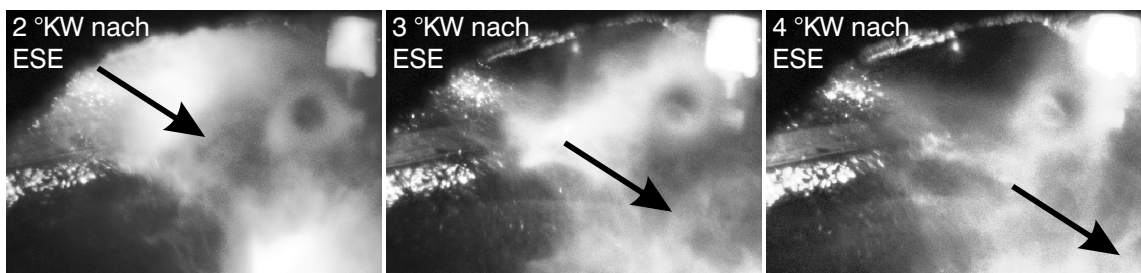
#### 2. Spraytreffer auf der polierten Sitzfläche der Einlassventile

Die Auswirkungen von Spraytreffern auf der polierten Sitzfläche hängen stark von der Strömungsintensität der einströmenden Frischluft ab. So zeigt Abbildung 5.10 zum Beispiel, wie das Spray bei schwacher Ladungsbewegung an die

Zylinderwand umgelenkt wird, indes mit hoher Geschwindigkeit einströmende Luft das Kraftstoffspray mitreißt und in den Brennraum zurück umlenkt. Während im ersten Fall die Anlagerungen an der Brennraumwand und eventuelle Kraftstoffrückstände am Ventil zu einem deutlichen Anstieg der Partikelemissionen führen, ist die Partikelkonzentration im Abgas beim zweiten Fall deutlich geringer (siehe Tab. 5.3).

### 3. Spraytreffer oberhalb der Sitzfläche der Einlassventile

Optische Untersuchungen im BP 1 visualisierten, dass das Kraftstoffspray auch oberhalb der Sitzfläche das Einlassventil benetzt und bei schwacher Intensität der Einlassströmung in den Einlasskanal hinein abgelenkt wird. Dies wurde dadurch bestätigt, dass nach Einspritzende (ESE) noch Kraftstoff aus dem Einlasskanal über den Ventilteller in den Brennraum gespült wurde (siehe Abb. 5.19). Wie weit der Kraftstoff in den Einlasskanal dringt, hängt neben der Intensität der Einlassströmung auch von der Oberflächenbeschaffenheit der Ventilteller ab. So kann eine Ablagerungsschicht ein tiefes Eindringen verhindern (Schwamm-Effekt). Die Messungen haben zudem gezeigt, dass durch das Umspülen der Einlassventile lösliche Ablagerungen (z.B. Öl) abgetragen und mit dem Kraftstoff in den Brennraum geleitet werden können. Der Einfluss von Öleintrag wird im Unterkapitel 5.1.6 weiter diskutiert.



**Abbildung 5.19:** Kraftstoffeintrag über Einlassventile nach Einspritzende (ESE)

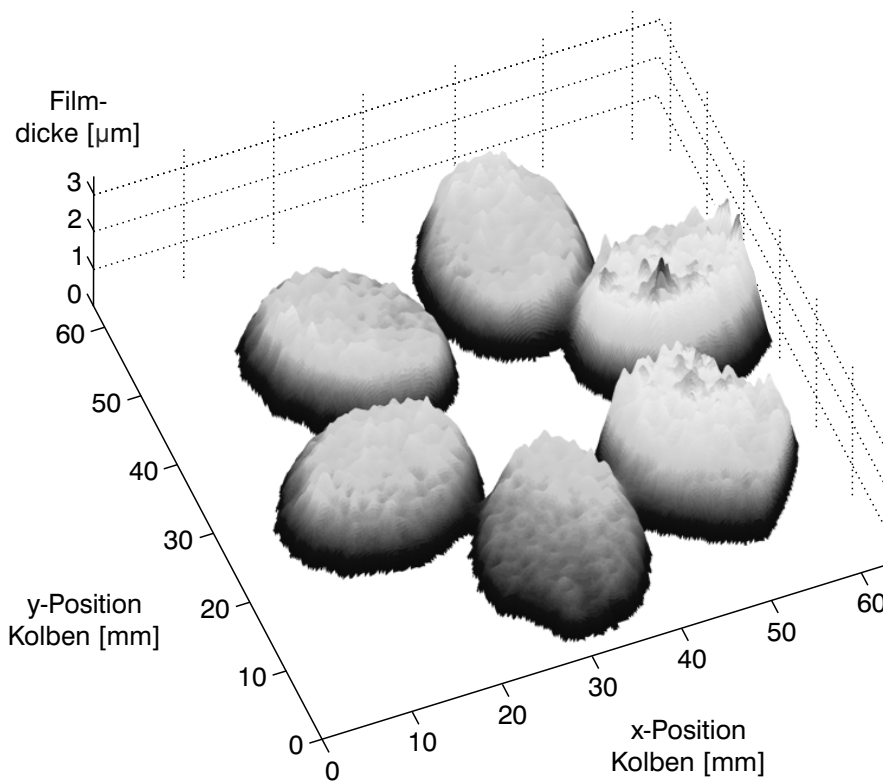
Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die Interaktion zwischen Einlassventilen und Kraftstoffspray speziell bei großem Sprayöffnungswinkel auftreten kann, aber nicht zwangsläufig zu einem Anstieg der Partikelemissionen führt. Vielmehr ist im Einzelnen zu bewerten wie das Spray umgelenkt wird und ob es dennoch ausreichend ohne Bildung von Anlagerungen aufbereitet und homogenisiert werden kann.

## Kolbenbenetzung

Die Problematik von Kolbenwandfilmen bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung und die mit ihr einhergehenden Partikelemissionen sind in der Literatur bereits weitgehend identifiziert und diskutiert [30, 122]. Sie zeigen sich häufig als die hinsichtlich der Rußemissionen gravierendste Art der Wandfilme. Ihre detaillierte Untersuchung ist sowohl bezüglich der Anforderungen an die optische Zugänglichkeit des Versuchsträgers als



auch an den messtechnischen Aufbau sehr anspruchsvoll und war daher mit der verfügbaren Ausstattung im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich. Es sei jedoch auf die im gleichen Zeitraum angefertigte Diplomarbeit von Herrn Pascal Schropp verwiesen, welche sich mit optischen Methoden zur Bewertung des Kolbenwandfilms auseinandersetzt und bei der Robert Bosch GmbH unter Betreuung von Herrn Dr. Grzeszik angefertigt wurde [144]. Aufbauend auf den Berechnungsergebnissen von Iyama et al. [64], welche zeigen, dass die Filmdicke einen größeren Einfluss als die Filmmasse auf die Emissionen hat, wurden mittels LIF (Laserinduzierte Fluoreszenz) und RIM (Refractive Index Matching) Messtechnik Methoden zur Quantifizierung des Kolbenwandfilms entwickelt. Abbildung 5.20 zeigt beispielhaft das Ergebnis einer Wandfilmbestimmung mittels RIM. Der Versuchsträger war mit einem 6-Loch Hochdruckinjektor mit zentraler Einbaulage ausgestattet. Die Kraftstoffanlagerungen der 6 einzelnen Spraykeulen auf dem Kolben sind deutlich zu erkennen.

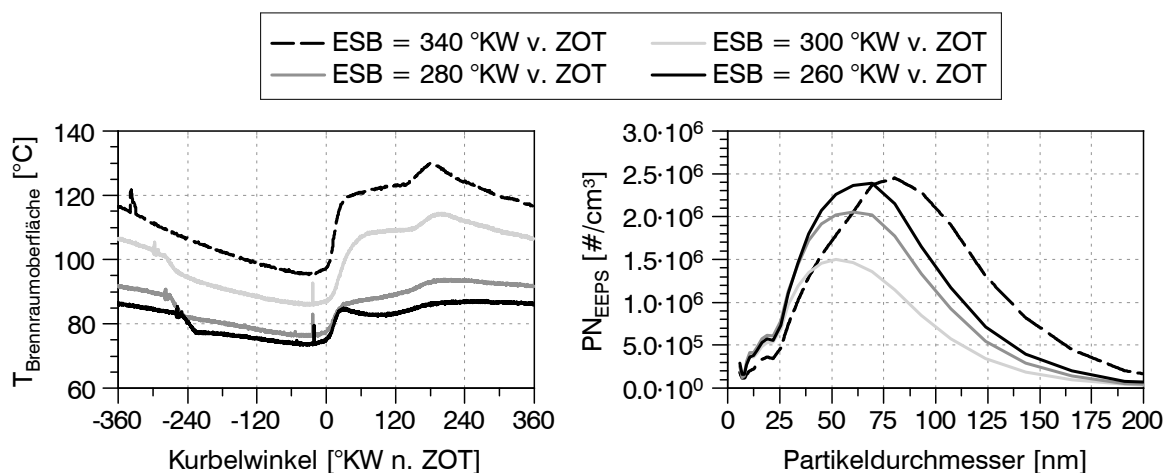


**Abbildung 5.20:** Mittels Refractive Index Matching (RIM) gemessene Wandfilmdicke auf dem Kolbenboden [144]

Neben der Bewertung des Einflusses verschiedener Betriebsparameter auf den Kolbenwandfilm wurden auch die beiden Messtechniken miteinander verglichen. In diesem Zusammenhang wurde der signifikante Einfluss der Oberflächenrauheit des Kolbens auf die Wandfilmbildung deutlich. Dies gilt es, bei Modifikationen am Versuchsträger bzw. am Kolben zur Applikation der optischen Messtechnik zu berücksichtigen.

## Wandbenetzung

Die Interaktion des Kraftstoffsprays mit der Brennraumwand birgt neben der einleitend angesprochenen Problematik auch das Risiko sich ablösender Öltröpfchen. So kann der auf die Zylinderwand treffende Kraftstoffstrahl nicht nur zum Kraftstoffwandauftrag, sondern durch den Strahlimpuls auch zum Abtrag einzelner Öltröpfchen führen. Abbildung 5.21 zeigt Messergebnisse einer Einspritzbeginnvariation, welche im BP 2 mit dem „Delphi M20“ Injektor, 30 °C Kühlwasser- sowie 40 °C Motoröltemperatur aufgezeichnet wurden. Bei ESB = 340 °KW v. ZOT trifft das Kraftstoffspray den Kolbenboden. „Pool Fire“ mit erhöhten Partikelemissionen ist die Folge. Bei der Spätverstellung von 300 °KW bis 260 °KW v. ZOT tritt zunehmend Spray-Wand-Interaktion auf. Das linke Diagramm zeigt den gemessenen Temperaturverlauf des aufgeschliffenen Thermoelements, welches in einem Bereich verbaut ist, in dem das (umgelenkte) Kraftstoffspray die Wand trifft. Mit der Spätverstellung des Einspritzbeginns nimmt die Ladungsbewegung zum Einspritzzeitpunkt ab, wodurch die Sprayeindringtiefe zunimmt. Die damit ansteigende Wandinteraktion und Gemischinhomogenität sind an den Temperaturverläufen zu erkennen. Das rechte Diagramm in Abbildung 5.21 zeigt die Durchmesserverteilung der Partikel im Abgas.

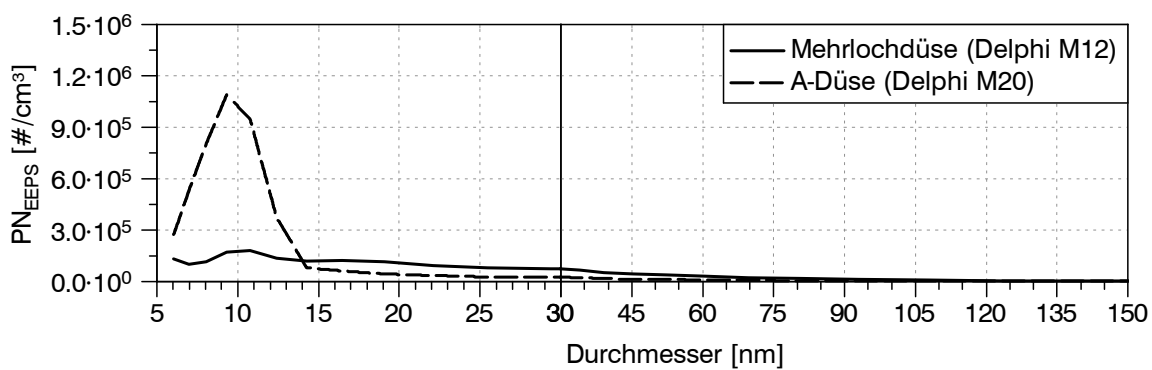


**Abbildung 5.21:** Verläufe der gemessenen Brennumberflächentemperatur (links) und der Partikeldurchmesserverteilung (rechts) bei verschiedenen Einspritzzeitpunkten (ESB)

Die Messungen verdeutlichen, dass bei den hauptsächlich durch Spray-Zylinderwand-Interaktion emittierten Partikeln im Vergleich zu den durch Spray-Kolben-Interaktion ausgestoßenen Partikeln eine Verschiebung zu kleineren Durchmessern stattfindet. Die Ursache dafür wird im angesprochenen Öleintrag vermutet und im folgenden Unterkapitel weiter diskutiert.

## 5.1.6 Öleintrag

Wie im vorherigen Unterkapitel angesprochen, lassen die dort vorgestellten Messergebnisse vermuten, dass durch die Interaktion zwischen Kraftstoffspray und Zylinderwand oder Einlassventilen Öltröpfchen abgelöst werden und zu einer Veränderung der qualitativen Partikelgrößenverteilung im Abgas führen. Untersuchungen im Katalysatorheizbetrieb mit hohem spezifischen Abgasenthalpiestrom ( $\approx 11 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$ ) und entsprechend großen Einspritzmengen (3-fach Einspritzung mit zweiter „langer“ Haupteinspritzung von ca. 25 mg pro Zyklus; gesamte eingespritzte Kraftstoffmenge ca. 35 mg pro Zyklus) zeigen beim Vergleich der Partikelgrößenverteilung im Abgas beim Betrieb mit Mehrlochdüse („Delphi M12“) und A-Düse („Delphi M20“) ebenfalls einen unterschiedlichen Verlauf, wie in Abbildung 5.22 dargestellt.



**Abbildung 5.22:** Partikelgrößenverteilung im Katalysatorheizbetrieb mit hohem spezifischen Abgasenthalpiestrom ( $\approx 11 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$ )

Auch hier kann mit der A-Düse durch ihr weites Spray ( $90^\circ$  Öffnungswinkel) mittels optischer Messtechnik eine Wandbenetzung beobachtet werden, während das engere Spray der Mehrlochdüse ( $75^\circ$  Öffnungswinkel) die Wand nicht erreicht. Das Partikelemissionsniveau mit A-Düse von unter  $1.0 \cdot 10^5 \text{ #/cm}^3$  für Partikel  $> 23 \text{ nm}$  zeigt jedoch, dass sich zumindest auf die durch die Euro 6 Abgasnorm limitierten Partikel kein nennenswerter Einfluss ergibt. Ob dies daran liegt, dass keine rußende Verbrennung im Bereich des „Wandtreffers“ auftritt oder die hohen Verbrennungstemperaturen in Kombination mit dem leicht mageren Luft-Kraftstoff-Gemisch ( $\lambda = 1.05$ ) für eine hohe Nachoxidation sorgen, kann nicht geklärt werden, da die optische Zugänglichkeit des Motors den Bereich um den Wandtreffer nicht adäquat erfasst. In Abbildung 5.22 ist jedoch ein deutlich ausgeprägter Nukleationsmodus beim Betrieb mit A-Düse zu erkennen. Zusammen mit den im vorherigen Unterkapitel gezeigten Verläufen (siehe Abb. 5.21) und den auf der SAE/KSAE 2013 International Powertrain, Fuels and Lubricants Tagung in Seoul vorgestellten Ergebnissen [27] kann die Aussage getroffen werden, dass Brennraumwand- und eventuell auch Einlassventilbenetzung zu einer erhöhten Anzahl von Partikeln im Nukleationsmodus und einem verringerten mittleren Durchmesser im Agglomerationsmodus führen können.

Die Vermutung, Öleintrag durch Spray-Wand/Einlassventil-Interaktion als Ursache für das veränderte Emissionsverhalten zu benennen, stützt sich auf Messungen mit Analysefiltern und anschließender Isolierung und gaschromatographischen Analyse des löslichen organischen Anteils (SOF), welche in Unterkapitel 5.3 vorgestellt werden. Messtechnik zur direkten Erfassung des Ölverbrauchs oder der Ölkonzentration im Abgas stand nicht zur Verfügung. Warum der Öleintrag zu dem beobachteten Einfluss auf die Partikelgrößenverteilung führt, konnte nicht eindeutig geklärt werden, da hierzu auch die Messtechnik hinterfragt werden muss. So ist unklar, ob der Ölnebel in der Evaporation Tube (ET) eine Veränderung erfährt, oder ob Rekondensations-effekte hinter der ET zum Anstieg der Kleinstpartikelkonzentration führen. In seiner Diplomarbeit mit dem Titel „Partikelzählung nach PMP, eine kritische Betrachtung“ zeigt Herwig Jörgl, dass bei Beaufschlagung der ET mit Ölnebeln verschiedener Motoröle unterschiedliche Effekte beobachtet werden können [75]. So wurden in einem Fall Cracking-Vorgänge detektiert, welche eine mögliche Erklärung für die im Rahmen dieser Arbeit gemachten Beobachtungen sein könnten.

### 5.1.7 Ablagerungen

Neben den diskutierten Kraftstoffanlagerungen durch direkte Spray-Bauteil-Interaktion können auch andere kohlenstoffhaltige Ablagerungen zu erhöhten Partikelemissionen führen. So kann die externe Rückführung von Abgas und/oder der Kurbelgehäuseentlüftung in die Ansaugstrecke direkt oder indirekt erhöhte Partikelemissionen verursachen. Direkt durch z.B. Ölbestandteile in der angesaugten Luft, welche diffusiv unter Partikelbildung verbrannt werden oder durch Cracking-Vorgänge zu einem Anstieg der Kleinstpartikel ( $< 23 \text{ nm}$ ) im Nukleationsmodus führen, und indirekt durch Ablagerungsbildung auf den Einlassventiltellern, welche durch eine Veränderung der Ventiloberfläche die Auswirkungen eventueller Spray-Einlassventil-Interaktion beeinflussen. Diese Beeinflussung muss jedoch nicht zwangsläufig negativ sein. So können Ablagerungen den auftreffenden Kraftstoff schwammartig aufnehmen und auf dem Ventilteller halten, wo er durch die einströmende Luft verdampft und in den Brennraum zurück transportiert wird, oder sie vermeiden eine ungünstige Umlenkung des Kraftstoffs in Richtung der Brennraumwand. Dies ist im Einzelnen zu bewerten.

Ferner bilden die Einspritzlöcher und das Sackloch (so vorhanden) der Mehrlochinjektoren ein Totvolumen, in welchem nach Einspritzende Rückstände flüssigen Kraftstoffs verbleiben. Diese werden während der anschließenden Verbrennung zum einen diffusiv unter Partikelbildung umgesetzt und bilden zum anderen Ablagerungen in den Einspritzlöchern und um sie herum. In Abbildung 5.16 wurde diese Ablagerungsbildung an der Injektorspitze bereits illustriert. Begünstigt wird sie durch einen geringen Sprayimpuls (geringen Einspritzdruck), eine niedrige Temperatur an der Injektorspitze (kalter Motor) und eine schwache Ladungsbewegung um die Injektorspitze während der Einspritzung bzw. nach dessen Ende (später Einspritzzeitpunkt, ungünstige Steuerzeiten).

Im Rahmen der Arbeit wurden mehrere Injektoren einem „Verkokungstest“ unterzogen, d.h. einem Betriebsprofil, welches die Bildung von Ablagerungen an der Injektorspitze fördert. Dazu wurde der Motor mit gereinigtem Injektor zunächst im Referenzpunkt bei  $p_{mi} = 2 \text{ bar}$ ,  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  und  $\lambda = 1.00$  und einem Kraftstoffraildruck von 200 bar betrieben, bevor die Last auf ca. 70 % der Saugvollast ( $p_{mi} = 7 \text{ bar}$ ) bei reduziertem Kraftstoffraildruck von 100 bar angehoben wurde. Dieser Betriebspunkt wurde über mehrere Stunden gehalten und regelmäßig durch Messungen im Referenzpunkt unterbrochen. Abbildung 5.23 zeigt den Last- und Kraftstoffraildruckverlauf über die Versuchszeit.

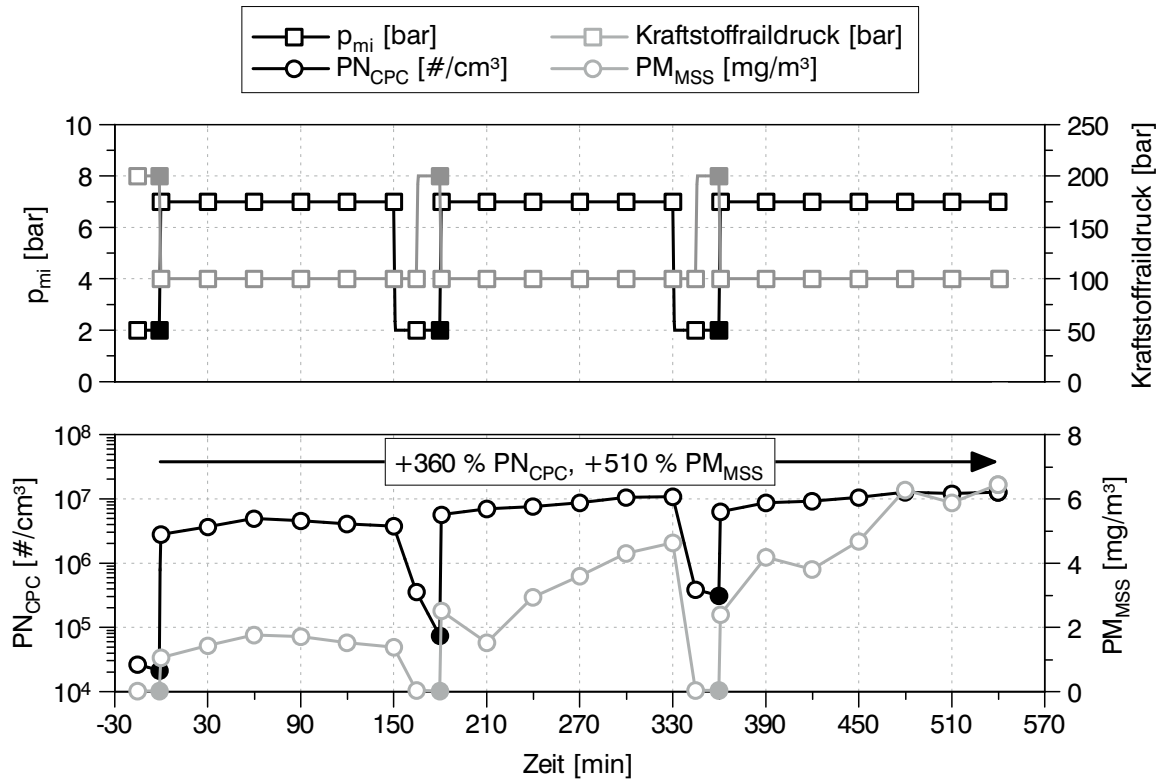
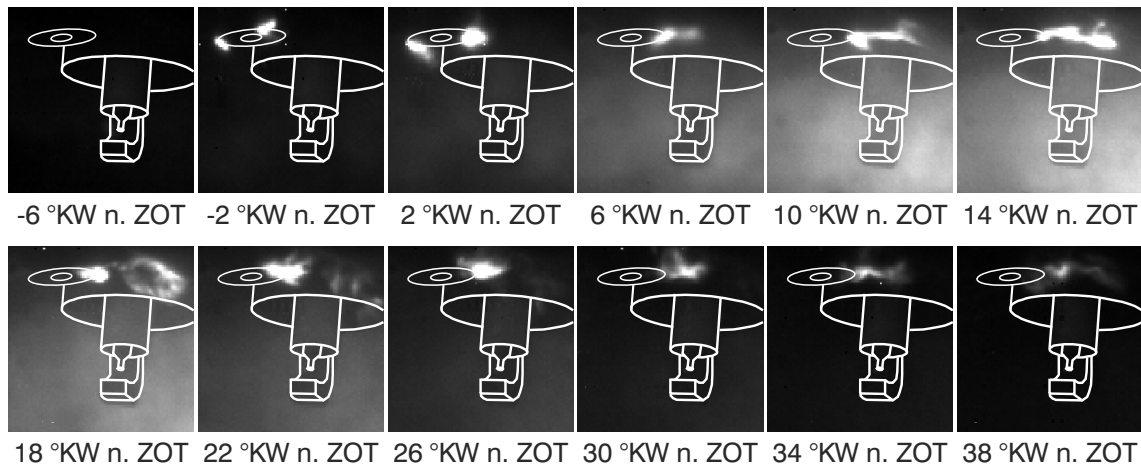


Abbildung 5.23: Verkokungstest mit „Bosch T30660“ Injektor

Die übrigen Betriebsparameter wie Drehzahl, Luft-Kraftstoff-Verhältnis und Steuerzeiten blieben unverändert. Lediglich der Ansteuerzeitpunkt des Injektors wurde lastabhängig angepasst ( $ESB_{2 \text{ bar } p_{mi}} = 280^\circ \text{KW v. ZOT}$ ;  $ESB_{7 \text{ bar } p_{mi}} = 320^\circ \text{KW v. ZOT}$ ). Neben dem Last- und Kraftstoffraildruckverlauf sind in Abbildung 5.23 die Partikelanzahlkonzentration und die Partikelmassenkonzentration im Abgas über die Versuchsdauer beim Betrieb mit dem „Bosch T30660“ Injektor dargestellt. Die ausgefüllten Messpunkte markieren die Messungen im Referenzpunkt zu Beginn und während des Verkokungstests. Am Ende des Prüflaufs wurde der Injektor zur optischen Begutachtung der Einspritzlöcher ausgebaut und folglich von einer abschließenden Messung im Referenzpunkt abgesehen. Über die Messzeit haben im Betriebspunkt mit  $p_{mi} = 7 \text{ bar}$  die Anzahlemission in Summe um ca. 360 % und die Massenemission um ca. 510 %

zugenommen. Auch im Referenzpunkt war eine stete Zunahme des Partikelaustoßes zu beobachten. Ferner war eine stete Zunahme der Injektoransteuerdauer über die Versuchsdauer zu beobachten, was auf eine  $\dot{Q}_{\text{stat}}$ -Abnahme durch Ablagerungsbildung rückschließen lässt.

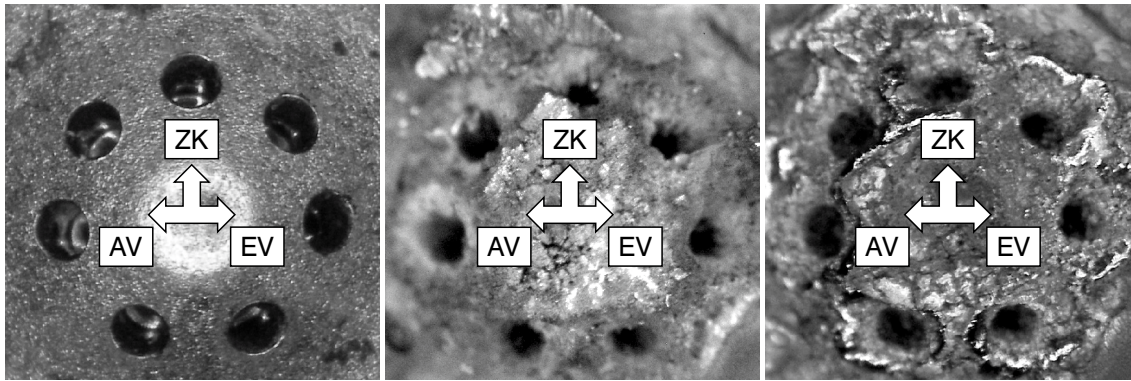
Zur Visualisierung wurde das Rußeigenleuchten an der Injektorspitze mit Hilfe einer Hochgeschwindigkeitskamera aufgenommen (siehe Abb. 5.24). Es ist zu erkennen, wie das Leuchten zuerst an den Spritzlöchern auftritt und sich dann mit der Zylinderinnenströmung ausbreitet. Diese Beobachtung deutet darauf hin, dass sich noch flüssiger Kraftstoff an der Spitze / in den Spritzlöchern befindet, welcher teilweise abgerissen und diffusiv verbrannt wird.



**Abbildung 5.24:** Rußeigenleuchten an der Injektorspitze durch Kraftstoffablagerungen

Eine Visualisierung der Injektorspitze unter dem Lichtmikroskop veranschaulicht die Struktur der Ablagerungen. Abbildung 5.25 zeigt links den Zustand der Spritzlöcher vor dem Verkokungstest. Es sind keine Ablagerungen zu erkennen, die gestuften Spritzlöcher sind frei von Kraftstoffrückständen. Nach dem Verkokungstest ist die Injektorspitze mit einer porös wirkenden Ablagerungsstruktur bedeckt, welche sich nahtlos in die gestuften Spritzlöcher fortsetzt (siehe Abb. 5.25 Mitte). Besonders in Richtung der Zündkerze (in den drei Abbildungen senkrecht nach oben) mit leichter Tendenz zur Auslassseite (in den drei Abbildungen links) sind aufgeworfene Ablagerungen zu erkennen. Die im ablagerungsfreien Zustand scharfen Konturen zwischen Injektoroberfläche und Spritzloch sind ebenfalls bedeckt und wirken ausgefranst. Somit ist davon auszugehen, dass sich das Spraybild des Injektors verändert hat. In Konsequenz verursacht die Injektorverkokung nicht nur eine direkte Zunahme der Partikelemissionen durch diffusiven Abbrand von Ablagerungen an der Injektorspitze, sondern begünstigt auch indirekt eine erhöhte Partikelbildung durch Beeinträchtigung der Gemischbildung.

Nach dem Verkokungstest wurde der Motor mit dem verkokten Injektor weiterbetrieben und bei  $p_{\text{mi}} = 2 \text{ bar}$ ,  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  und  $\lambda = 1.00$  und  $p_{\text{Krst}} = 200 \text{ bar}$  eine

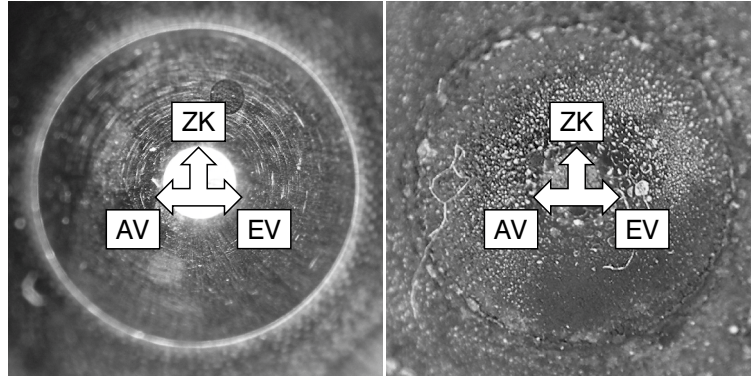


**Abbildung 5.25:** Injektorspitze des „Bosch T30660“ vor (links) und nach (Mitte) dem Verkokungstest sowie nach einer anschließenden Einspritzbeginnvariation mit einem Einspritzdruck von 200 bar (rechts)

Einspritzbeginnvariation durchgeführt. Im Vergleich zum Betrieb mit gereinigter Injektorspitze konnte nur bei einem Einspritzbeginn von 260 °KW v. ZOT eine Zunahme der Partikelemissionen mit verkoktem Injektor beobachtet werden. Die erneute Betrachtung der Injektorspitze mit dem Lichtmikroskop zeigt, dass die Ablagerungen im Volumen abgenommen haben und ihre poröse Struktur einer dichten metallisch glänzenden gewichen ist (siehe Abb. 5.25 rechts). Die Kanten und die Geometrie der Spritzlöcher sind wieder deutlich zu erkennen und die Bohrungen der Spritzlöcher weisen nur noch eine dünne Ablagerungsschicht auf. Der Betrieb mit einem Einspritzdruck von 200 bar hat folglich trotz der niedrigen Motorlast einen Abbau der Ablagerungen zur Folge. So führt der hohe Einspritzimpuls vermutlich zum „Abspülen“ der Ablagerungen in den und rund um die Spritzlöcher(n), wodurch die Beeinträchtigung des Kraftstoffsprays abnimmt. Die dichtere, weniger poröse Struktur lässt ferner vermuten, dass sie weniger oder sogar keinen flüssigen Kraftstoff, welcher während der Verbrennung diffusiv umgesetzt wird, einspeichern kann. Es kann jedoch nicht genauer bestimmt werden, inwieweit die optisch veränderte Ablagerungscharakteristik an der Oberfläche der Injektorspitze durch eine Veränderung der vorherigen Ablagerungen erfolgt ist („Zusammenschmelzen“), oder ob diese dichteren Strukturen zum Teil bereits unter den vorher beobachteten porös wirkenden Ablagerungen vorhanden waren und sich letztere nur beim Betrieb mit dem hohen Einspritzdruck von 200 bar wieder gelöst haben. Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die Einspritzdruckerhöhung zu einer deutlichen volumetrischen Abnahme der Ablagerungen an der Injektorspitze führt und speziell die Spritzlöcher sowie den Bereich unmittelbar um sie herum „reini- gen“ kann. So lässt sich auch der insgesamt nur geringe Anstieg der Partikelemissionen über die Einspritzbeginnvariation erklären.

Die Ergebnisse des Verkokungstests mit einem Injektor mit nach außen öffnender Düse („Continental PDI“) verdeutlichen die Vorteile dieser Düsengeometrie hinsichtlich der Ablagerungsbildung. Bedingt durch das fehlende Totvolumen, in welchem sich Kraftstoffrückstände anlagern, kann keine Zunahme des Partikelanzahl- und Partikel-

masseausstoßes über die Testdauer gemessen werden. Die anschließende Betrachtung der Injektorspitze mit dem Lichtmikroskop zeigt im Vergleich zum gereinigten Zustand lediglich einen dünnen Belag (siehe Abb. 5.26). Speziell der Bereich um den Ringspalt weist keine Auffälligkeiten auf, welche die Sprayausbreitung beeinträchtigen könnten.



**Abbildung 5.26:** Injektorspitze des „Continental PDI“ vor (links) und nach (rechts) dem Verkokungstest

Die Entwicklung der Ablagerungen an der Injektorspitze des „Bosch T30660“ (siehe Abb. 5.25) zeigt, dass bei Injektoren mit Mehrlochdüse und erodierten, gestuften Spritzlöchern der Einspritzdruck ein wesentlicher Einflussfaktor ist. Die Absenkung des Einspritzdrucks verschlechtert den Strahlaufbruch derart, dass sich Kraftstoffrückstände in den und rund um die Spritzlöcher(n) bilden, welche zum Aufbau einer Ablagerungsschicht führen. Die Einspritzdruckvariation (siehe Unterkap. 5.1.1) hat bereits gezeigt, dass der Strahlaufbruch der Injektoren mit nach außen öffnender Düse durch eine Absenkung des Einspritzdrucks weniger beeinträchtigt wird. Dies lässt sich einerseits durch die fehlende Drosselwirkung, welche speziell beim Schließen der Mehrlochinjektoren zu flüssigen Kraftstoffrückständen am Injektor führen kann, und andererseits durch das fehlende „Totvolumen“ (Spritzlöcher, Sackloch), in dem flüssige Kraftstoffrückstände von der Ladungsbewegung im Brennraum nicht direkt erfasst und entsprechend schlecht verdampft werden können, erklären.

Somit haben sich bei dem hier vorgestellten Verkokungstest nur beim Betrieb mit Mehrlochinjektoren an der Injektorspitze Ablagerungen in größerem Umfang gebildet, welche durch den Betrieb mit maximalem Einspritzdruck (200 bar) zwar wieder reduziert, aber nicht vollständig abgebaut werden konnten.

## 5.2 Partikeloxidation

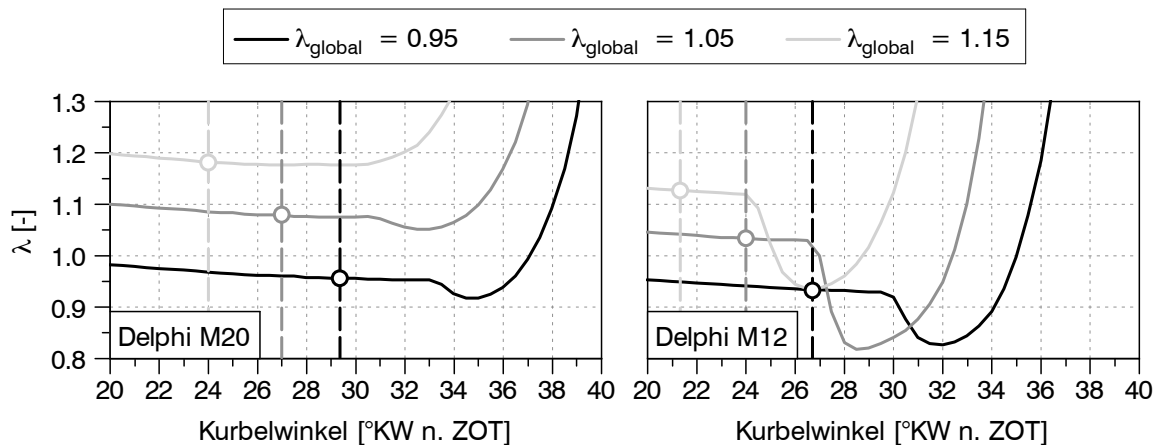
Nachdem im Unterkapitel 5.1 die verschiedenen Faktoren, welche die Bildung von Partikeln beeinflussen, diskutiert wurden, wird in diesem Kapitel der Fokus auf Ein-



flussgrößen, welche die Rußoxidation begünstigen, gelegt. Es wird die Auswirkung des globalen Luft-Kraftstoff-Verhältnisses durch Relation zur Partikelkonzentration im Abgas vorgestellt, wobei dies nur eine indirekte Bewertung der Oxidation im Brennraum zulässt. Außerdem wird der Einfluss der Gastemperatur evaluiert. In diesem Zusammenhang wird die Gastemperatur und Rußkonzentration im Brennraum mittels Zwei-Farben-Pyrometrie ermittelt, welche Rückschlüsse auf den Oxidationsprozess erlaubt.

### 5.2.1 O<sub>2</sub>-Gehalt / Luft-Kraftstoff-Verhältnis

Der Einfluss des O<sub>2</sub>-Gehalts bzw. des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses und damit indirekt des Oxidationspotenzials auf die Partikelemissionen im Abgas wird anhand von Untersuchungsergebnissen im Katalysatorheizbetrieb dargelegt, da nach dem Erreichen der Anspringtemperatur des Katalysators im Fall homogen betriebener Motoren von einem stöchiometrischen Gemisch ausgegangen werden kann. Abbildung 5.27 zeigt die mit dem LaVision ICOS fuel System gemessenen  $\lambda$ -Verläufe um den Zündzeitpunkt (senkrechte gestrichelte Linie) für drei verschiedene globale Luft-Kraftstoff-Verhältnisse: 0.95, 1.05 (Referenz) und 1.15.



**Abbildung 5.27:** Über 50 Zyklen gemittelte  $\lambda$ -Entwicklung am Zündspalt für drei verschiedene globale Luft-Kraftstoff-Verhältnisse; links mit A-Düse („Delphi M20“ Injektor); rechts mit Mehrlochdüse („Delphi M12“ Injektor)

Für die Messungen wurde der Motor mit einem spezifischen Abgasenthalpiestrom von  $6 \text{ kW}/l_{\text{VH}}$  und sowohl dem „Delphi M20“ als auch dem „Delphi M12“ Injektor betrieben. Als Einspritzstrategie wurde jeweils eine Dreifach-Einspritzung mit zündungsnaher Einspritzung („Delphi M20“:  $0.5 \text{ °KW v. ZPP}$ ; „Delphi M12“:  $1.0 \text{ °KW v. ZPP}$ ) einer Kleinstmenge („Delphi M20“:  $\approx 0.8 \text{ mg}$ ; „Delphi M12“:  $\approx 0.3 \text{ mg}$ ) gewählt. Im linken Diagramm sind die Verläufe beim Betrieb mit der A-Düse („Delphi M20“ Injektor), im rechten Diagramm die Verläufe beim Betrieb mit Mehrlochdüse („Delphi

M12“ Injektor) dargestellt. Die jeweiligen Messwerte der Schadstoffemissionen und Verbrennungsschwankungen sind in Tabelle 5.4 aufgeführt.

**Tabelle 5.4:** Emissionswerte und Verbrennungsschwankungen im Katalysatorheizbetrieb mit  $6 \text{ kW}/l_{\text{VH}}$  spez. Abgasenthalpiestrom und zündungsnaher Einspritzung

	A-Düse („Delphi M20“)		
	$\lambda_{\text{global}} = 0.95$	$\lambda_{\text{global}} = 1.05$	$\lambda_{\text{global}} = 1.15$
HC [ppm]	610	166	172
NO [ppm]	1070	853	444
PN <sub>CPC</sub> [ $\#/ \text{cm}^3$ ]	3.9E+06	5.7E+05	2.5E+05
$p_{\text{mi,st}}$ [bar]	0.11	0.15	0.18
	Mehrlochdüse („Delphi M12“)		
	$\lambda_{\text{global}} = 0.95$	$\lambda_{\text{global}} = 1.05$	$\lambda_{\text{global}} = 1.15$
HC [ppm]	593	151	167
NO [ppm]	1074	1156	586
PN <sub>CPC</sub> [ $\#/ \text{cm}^3$ ]	8.1E+06	1.9E+06	9.1E+05
$p_{\text{mi,st}}$ [bar]	0.14	0.14	0.17

Bei den unverbrannten Kohlenwasserstoffen kann zwar eine deutliche Absenkung durch den Schritt vom fetten zum leicht mageren Gemisch beobachtet werden, eine weitere Abmagerung ( $\lambda = 1.15$ ) zeigt aber keinen nennenswerten Einfluss. Anders verhält es sich sowohl bei den Stickoxid- als auch den Partikelemissionen. Die deutlich abnehmende Partikelkonzentration im Abgas durch eine Zunahme des Sauerstoff(über)angebots kann mit beiden Injektoren beobachtet werden. Bezüglich der Vermeidung von Stickoxidemissionen ist die weitere Abmagerung in Kombination mit der durch die zündungsnahen Einspritzung verursachten Ladungsschichtung ebenfalls positiv zu bewerten, wobei hier weniger bessere Oxidationsbedingungen als vielmehr eine geringere Stickoxidbildungsrate als Ursache angenommen werden kann. Wie zu erwarten nehmen die Verbrennungsschwankungen mit zunehmendem Luft-Kraftstoff-Verhältnis zu. Es treten jedoch keine Verbrennungsaussetzer auf und auch bei einem  $\lambda$ -Wert von 1.15 ist der  $p_{\text{mi,st}}$ -Wert noch auf einem unter Komfortgesichtspunkten zufriedenstellenden Niveau.

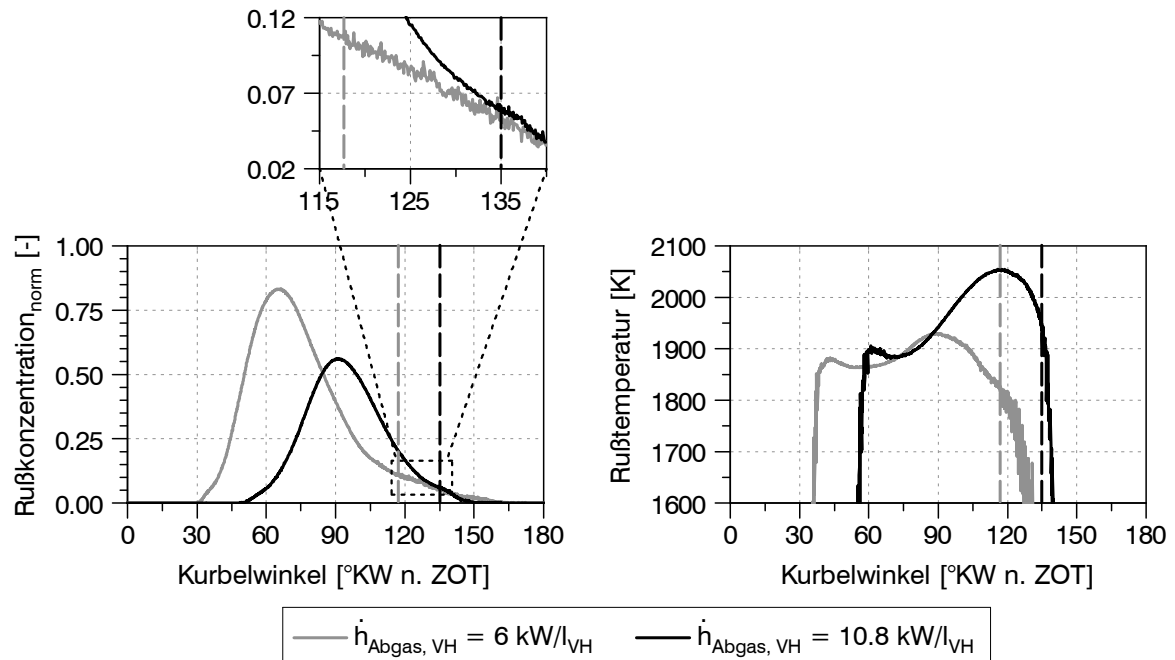
Zusammenfassend lässt sich wie erwartet ein signifikanter Einfluss des Sauerstoffangebots auf die Partikelemissionen feststellen. Bemerkenswert ist, dass sich dieser auch deutlich über global stöchiometrische Bedingungen im Brennraum hinaus zeigt. Im speziellen Fall des Katalysatorheizbetriebs ist ferner festzuhalten, dass durch den die Verbrennung stabilisierenden Effekt der zündungsnahen Einspritzung und die mit ihr verbundene Ladungsschichtung auch bei einem globalen Luft-Kraftstoff-Verhältnis von 1.15 ein robuster Katalysatorheizbetrieb mit geringen Kohlenwasserstoff-, Stickoxid- und Partikelemissionen dargestellt werden kann.

## 5.2.2 Gastemperatur

Neben dem Sauerstoff(über)angebot sind auch ausreichend hohe Verbrennungstemperaturen und deren Dauer für den Oxidationsprozess von großer Bedeutung. In diesem Zusammenhang wurde mittels Zwei-Farben-Pyrometrie die durch die zündungsnahe Einspritzung verursachte Rußbildung und -oxidation zweier verschiedener Betriebsstrategien im Katalysatorheizbetrieb untersucht. Der Motor wurde dazu mit dem „Delphi M12“ Injektor und Dreifach-Einspritzung mit zündungsnaher Einspritzung im BP 3 betrieben. Die beiden Betriebsstrategien unterschieden sich lediglich im eingestellten spezifischen Abgasenthalpiestrom, d.h. ausgehend von einem spez. Abgasenthalpiestrom von  $6 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$  bei Betriebsstrategie 1 wurde durch Entdrosselung und Spätverstellung des ZZP ein spez. Abgasenthalpiestrom von  $10.8 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$  bei Betriebsstrategie 2 eingestellt. Die Entdrosselung erfolgte durch Anhebung des Einlassventilhubs von 1.5 auf 4.0 mm bei voll geöffneter Drosselklappe. Die Auslasssteuerzeit blieb unverändert. Durch den späten Zündzeitpunkt im Katalysatorheizbetrieb ist der Verbrennungsprozess beim Öffnen der Auslassventile noch nicht abgeschlossen, so dass das Öffnen und der damit verbundene Druck- und Temperaturabfall auch die Dauer der Rußoxidation beschränken. Insofern wäre zu erwarten, dass durch die Spätverstellung des ZZP im Katalysatorheizbetrieb mit  $10.8 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$  spez. Abgasenthalpiestrom die verfügbare Zeit zur Nachoxidation abnimmt und so die Partikelemissionen ansteigen. Der Vergleich der beiden Punkte zeigt jedoch, dass sich bei  $6 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$  spez. Abgasenthalpiestrom ein Partikelstrom von  $\text{PN}_{\text{CPC}} = 2.5 \cdot 10^{10} \text{ \#/s}$  und bei  $10.8 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$  spez. Abgasenthalpiestrom ein Partikelstrom von  $\text{PN}_{\text{CPC}} = 0.8 \cdot 10^{10} \text{ \#/s}$  einstellt, also eine Abnahme um ca.  $\frac{2}{3}$  zu beobachten ist.

Die Ursache konnte mittels Zwei-Farben-Pyrometrie identifiziert werden. Abbildung 5.28 zeigt für beide Betriebspunkte im linken Diagramm die normierten Verläufe der Rußkonzentration im Beobachtungsvolumen und im rechten Diagramm die zugehörigen Temperaturen des leuchtenden Rußes. Die einzelnen Kurven stellen den Mittelwert von 100 aufeinanderfolgenden Zyklen dar. Die senkrechten gestrichelten Linien markieren das Ende des vertrauenswürdigen Bereichs, da dort bei einzelnen Zyklen bereits das Messsignal ausfiel, d.h. kein Leuchten mehr detektiert bzw. ausgewertet werden konnte.

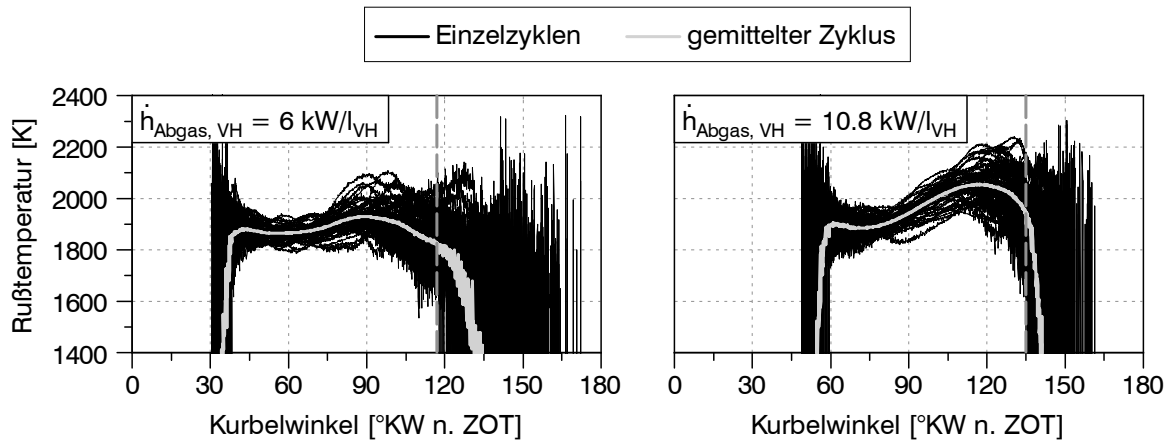
Bei konservativer Abschätzung kennzeichnen die senkrechten gestrichelten Linien folglich das Ende des Oxidationsprozesses. Tatsächlich ist speziell beim Betriebspunkt mit dem höheren spez. Abgasenthalpiestrom von längeren Oxidationsdauern auszugehen, da die Gastemperatur am Ende des vertrauenswürdigen Bereichs auf einem höheren Niveau liegt, als beim Betriebspunkt mit dem geringeren spez. Abgasenthalpiestrom. Wie schon bei den Voruntersuchungen am Einhubtriebwerk (siehe Kap. 4) bestätigen die Messungen mittels Zwei-Farben-Pyrometrie am EZA eher die Aussagen älterer Publikationen, nach welchen keine Rußoxidation unter 1800 K zu beobachten ist [102], als die Ergebnisse jüngerer Untersuchungen, welche bereits ein Einsetzen der Rußoxidation bei ca.  $1000^\circ\text{C}$  zeigen [52]. Die Verläufe der Rußkonzentration zeigen, dass



**Abbildung 5.28:** Mittels Zwei-Farben-Pyrometrie ermittelte Rußkonzentrations- (links) und Temperaturverläufe (rechts) für zwei verschiedene Katalysatorheizstrategien

mit  $10.8 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$  spez. Abgasenthalpiestrom im Beobachtungsvolumen weniger Ruß gebildet wird. Dies lässt sich dadurch erklären, dass die Rußbildung im Allgemeinen auf die zündungsnahere Einspritzung zurückgeführt werden kann. Da die Menge dieser Einspritzung in beiden Betriebspunkten konstant gehalten wurde, die Luftdichte im Brennraum durch die Entdrosselung jedoch zunahm, ist eine geringere lokale Kraftstoffanreicherung und somit eine geringere Partikelbildung zu erwarten. Die Dauer der Nachoxidation ist trotz gleicher Auslasssteuerzeiten ähnlich: Bei  $6 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$  spez. Abgasenthalpiestrom hält sie von ca.  $66^\circ \text{KW}$  -  $117^\circ \text{KW}$  n. ZOT und bei  $10.8 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$  spez. Abgasenthalpiestrom von ca.  $91^\circ \text{KW}$  -  $135^\circ \text{KW}$  n. ZOT an. Der Grund dafür ist, dass im zweiten Fall das Temperaturniveau während der Verbrennung deutlich höher liegt und so das Öffnen der Auslassventile ( $0.05 \text{ mm}$  Öffnungshub bei  $110^\circ \text{KW}$  n. ZOT) nicht so schnell zum Ende des Nachoxidationsprozesses führt.

Die Betrachtung der einzelnen Zyklen veranschaulicht, dass die zyklischen Schwankungen in der späten Oxidationsphase beim Betrieb mit  $6 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$  spez. Abgasenthalpiestrom (siehe Abb. 5.29 links) größer sind, als beim Betrieb mit  $10.8 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$  spez. Abgasenthalpiestrom (siehe Abb. 5.29 rechts) und folglich der Beitrag einzelner Zyklen zur mittleren Partikelemission ausgeprägter ist als beim entdrosselten Katalysatorheizbetrieb. Der in einigen Betriebsphasen überproportionale Einfluss einzelner Zyklen auf den mittleren Partikelausstoß wurde auch von Reck im Rahmen von innermotorischen Messungen im Motorbetrieb mit Ladungsschichtung detektiert [128].



**Abbildung 5.29:** Temperaturverläufe 100 aufeinanderfolgender Zyklen (schwarz) und deren Mittelwert (grau) im Katalysatorheizbetrieb mit  $6 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$  und  $10.8 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$  spez. Abgasenthalpiestrom

Die geringere Rußbildung in Kombination mit einem vergleichbar langen, aber stabileren Nachoxidationsprozess erklärt, warum beim Betrieb mit  $10.8 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$  spez. Abgasenthalpiestrom geringere Partikelemissionen gemessen werden. Die Untersuchungen verdeutlichen die Bedeutung der Gastemperatur auf die Rußnachoxidation, wie sie auch schon im dieselmotorischen Bereich beobachtet werden konnte.

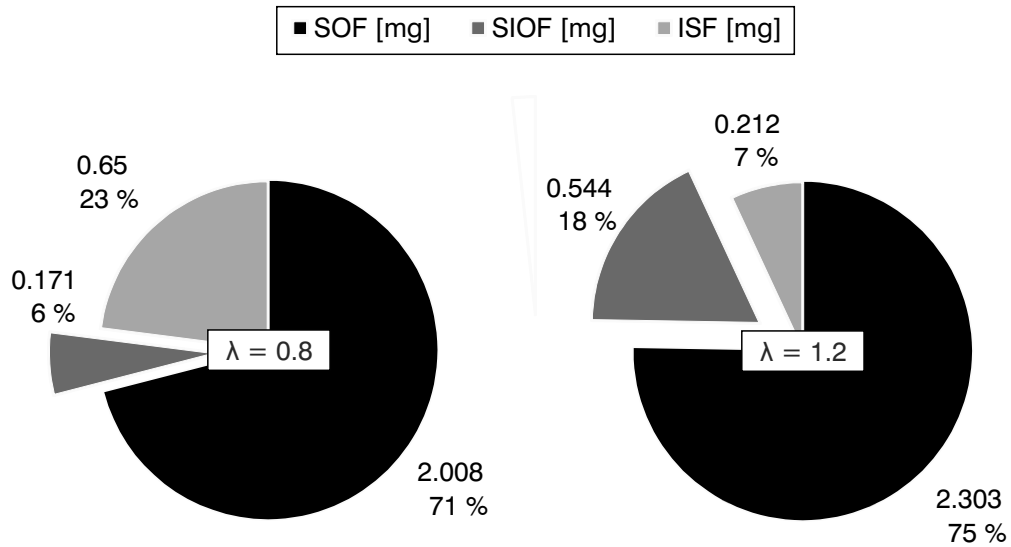
## 5.3 Partikelbeschaffenheit

Um Informationen über die Morphologie und chemische Zusammensetzung der Partikelemissionen zu erhalten, wurden während einzelner Messungen in allen drei Betriebspunkten Analysefilter in einem Teilstrom-Verdünnungs-Minitunnel (MS4 PSS-20) mit Abgas durchströmt. Der Versuchsträger wurde dabei sowohl mit dem „Delphi M12“ Injektor als auch dem „Delphi M20“ Injektor betrieben. Neben dem Referenzkraftstoff E5 kamen auch E40 und E85 zum Einsatz (siehe Tab. 5.2).

Durch eine chemische Analyse wurde der Anteil löslicher organischer Bestandteile aus dem Öl und Kraftstoff (SOF), anorganischer Bestandteile wie Nitraten (SIOF) sowie unlöslicher Bestandteile wie Abrieb, Asche, Rußpartikel (ISF) ermittelt. Im Rahmen der durchgeführten Messungen zeigte sich im Allgemeinen ein hoher löslicher organischer Anteil (SOF). Die weiterführende Untersuchung mittels Gaschromatographie ließ erkennen, dass es sich dabei ausschließlich um langkettige Kohlenstoffverbindungen handelte, wie sie im Motoröl aber nicht im Kraftstoff vorhanden sind. Ein im Vergleich zum Mehrzylindermotor erhöhter Ölverbrauch ist für ein EZA aufgrund anderer Bauteiltoleranzlagen nicht unbedingt ungewöhnlich. Die Übertragbarkeit der absoluten Zahlenwerte auf das Verhalten eines Vollmotors ist daher jedoch nur eingeschränkt möglich, während die qualitativen Einflüsse gleichermaßen gelten.

Auf Basis der durchgeführten Messungen lässt sich für die einzelnen Anteile jeweils eine dominante Einflussgröße identifizieren. Ein Zusammenhang zwischen den unlöslichen Bestandteilen (ISF) und der Partikelanzahlmission ist naheliegend, wobei sich beide Messwerte zwar qualitativ vergleichbar verhalten, eine direkte Umrechnung jedoch nicht möglich ist. Der individuelle Betriebspunkt hat in dieser Beziehung einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss.

Ferner korrelieren die Stickoxidemissionen mit dem Anteil anorganischer Bestandteile (SIOF), wie in Abbildung 5.30 am Beispiel einer  $\lambda$ -Variation dargestellt.



**Abbildung 5.30:** Chem. Zusammensetzung des Abgases bei  $p_{mi} = 8 \text{ bar}$ ,  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  und  $\lambda = 0.8$  (links) sowie  $\lambda = 1.2$  (rechts). (Betrieb mit „Delphi M20“ Injektor und E5 Kraftstoff)

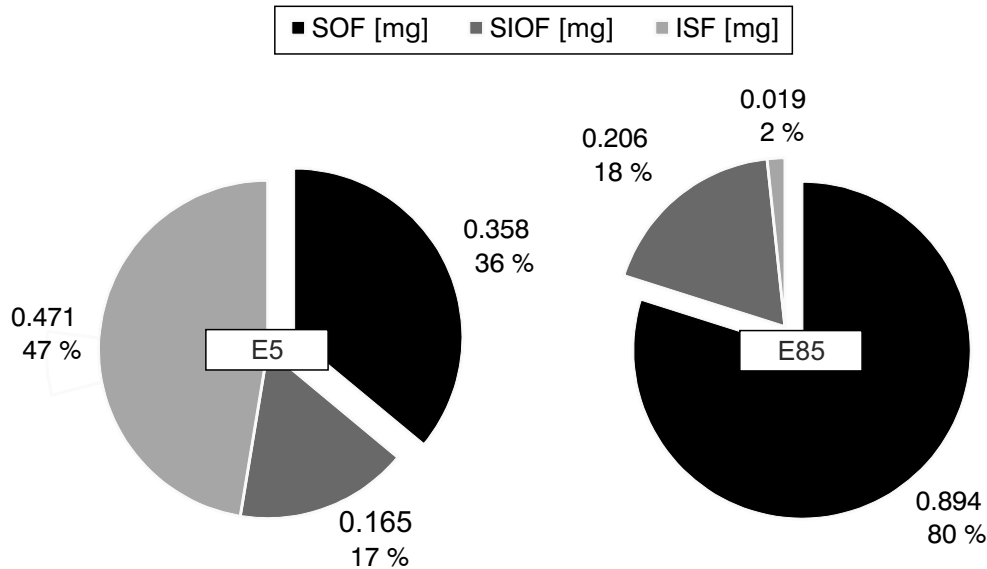
Grund dafür ist die Nitratbildung durch weitere Oxidation der Stickoxide im Abgas.



R steht stellvertretend für das mit dem Sauerstoff verbundene Restmolekül. Eine Zunahme der Stickoxidemissionen führt folglich in Verbindung mit dem im Abgas vorhandenen Wasseranteil zu verstärkter Nitratbildung.

Wie bereits erwähnt, zeigen die Analysen im Allgemeinen einen relativ hohen Anteil organischer Bestandteile (SOF), welche auf erhöhte Ölemissionen zurückgeführt werden können. In diesem Zusammenhang kann außerdem eine Korrelation zu dem in Kapitel 5.1.6 diskutierten Öleintrag durch Spray-Wand-Interaktion beobachtet werden. Abbildung 5.31 illustriert die chemische Zusammensetzung des Abgases im entdros-

selten Katalysatorheizbetrieb mit ca.  $11 \text{ kW}/l_{\text{VH}}$  spez. Abgasenthalpiestrom; links beim Betrieb mit E5 Kraftstoff, rechts beim Betrieb mit E85 Kraftstoff.



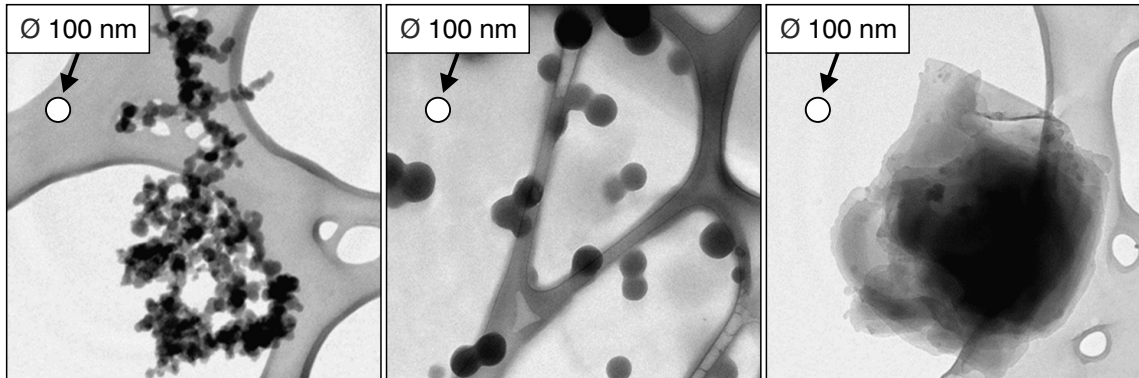
**Abbildung 5.31:** Chemische Zusammensetzung des Abgases im Katalysatorheizbetrieb mit  $\dot{h}_{\text{Abgas, VH}} \approx 11 \text{ kW}/l_{\text{VH}}$  und E5 (links) und E85 (rechts) Kraftstoff. (Betrieb mit „Delphi M20“ Injektor und  $\lambda = 1.05$ )

Der Motor wurde in beiden Fällen mit dem „Delphi M20“ Injektor (A-Düse mit  $90^\circ$  Spraywinkel) und einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von 1.05 betrieben. Durch den geringeren volumetrischen Energieinhalt von E85 im Vergleich zu E5 ist es nötig, die Ansteuerdauer des Injektors während der Haupteinspritzung in den Ansaugtakt deutlich anzuheben, um die gleiche Energiemenge in den Brennraum einzubringen. In Verbindung mit der höheren Verdampfungsenthalpie von E85 verstärkt dies die im Unterkapitel 5.1.6 angesprochene Spray-Wand-Interaktion und damit das Losreißen von Öltröpfchen von der Zylinderwand. Dies zeigt sich entsprechend auch in der chemischen Zusammensetzung der beladenen Analysefilter (deutlicher Anstieg der SOF beim Betrieb mit E85 im Vergleich zu E5) und stärkt so die These.

Wie bereits angesprochen ist die allgemein hohe SOF aus dem Motoröl für ein EZA nicht unbedingt ungewöhnlich. Übertragen auf einen Mehrzylinder- bzw. Vollmotor heißt dies jedoch auch, dass erhöhte Ölemissionen z.B. aus der Kurbelgehäuseentlüftung oder durch Verschleiß an Ventilschaftführungen oder Kolbenringen beträchtlich zu den Partikelemissionen beitragen können, sei es in Form der SOF bei der gravimetrischen Messung oder in Form erhöhter (Kleinst)Partikelkonzentration bei der Partikelanzahlmessung. Der Einfluss des Motoröls bzw. seiner Additivierung auf das Partikelemissionsverhalten während verschiedener über die Produktlebenszeit auftretender Verschleißstadien des Versuchsträgers ist eine Fragestellung für weitere Forschungsaktivitäten. Im Hinblick darauf, dass Partikelgrenzwerte nicht nur von Neu-

wagen, sondern auch über die Fahrzeuglebensdauer eingehalten werden sollten, kann die Fragestellung als durchaus drängend eingestuft werden.

Neben den chemischen Analysen wurden die Ablagerungen auf den Filtern unter einem Transmissionselektronenmikroskop (TEM) betrachtet, um die Morphologie zu ermitteln. Abbildung 5.32 fasst drei charakteristische Aufnahmen zusammen.

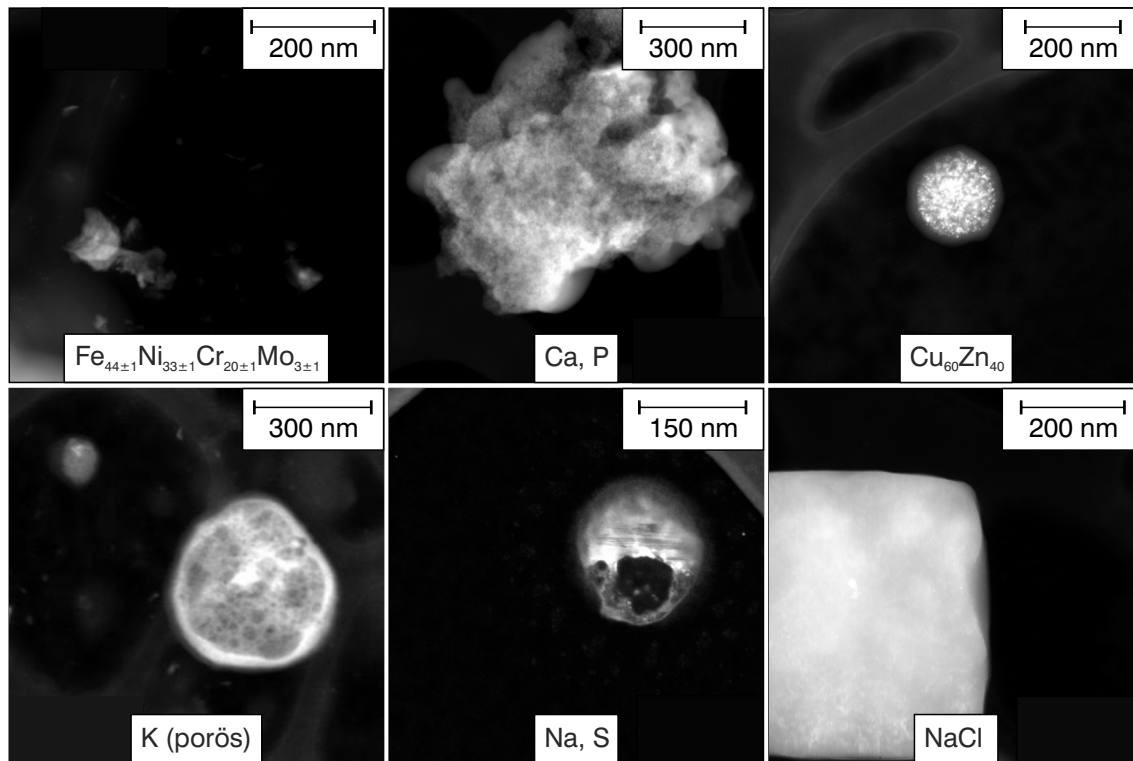


**Abbildung 5.32:** TEM-Aufnahmen eines Rußagglomerates (links), feiner Ölablagerungen (Mitte) und von Sulfaten/Nitraten (rechts)

Links in Abbildung 5.32 ist ein typisches Rußagglomerat abgebildet. Grundsätzlich konnten sowohl verzweigte als auch netzartige Agglomerate identifiziert werden, wobei es sich bei dem abgebildeten um eine Mischform handelt. Im oberen Bereich hat es einen verzweigten Aufbau, im unteren Bereich bildet sich bereits eine netzartige Struktur aus. Die mittlere Aufnahme in Abbildung 5.32 zeigt augenscheinlich feine Tröpfchen, wobei mittels einer nachgeschalteten EDXS-Analyse neben Kohlenstoff Elemente des Öl-Additiv-Pakets identifiziert werden konnten. Dies lässt vermuten, dass es sich tatsächlich um Öltröpfchen handelt. Die rechte Aufnahme in Abbildung 5.32 stellt eine flächige strukturlose Ablagerung, wie sie in verschiedener Ausprägung ebenfalls häufig auf den Analysefiltern identifiziert wurde, dar. Die elementare Zusammensetzung solcher Bereiche variierte, so konnten (neben Kohlenstoff) Ölbestandteile (Additive), metallische Elemente (Abrieb), Sauerstoff und Schwefel detektiert werden. Die Bestimmung von Stickstoff gestaltete sich als schwierig, da sein Spektrum zwischen den Spektren von Kohlenstoff und Sauerstoff liegt und speziell der Kohlenstoff sehr dominant vorlag. Das im Verhältnis ohnehin schwächere Stickstoffsignal konnte so nur sehr eingeschränkt oder gar nicht isoliert werden. Aufgrund der elementaren Zusammensetzung ist jedoch davon auszugehen, dass es sich bei den Ablagerungen neben metallischem Abrieb, einzelnen Ölbestandteilen und Sulfaten auch um Nitrate handelte. Aus den gemessenen Spektren der EDXS-Analyse und den mit ihnen einhergehenden TEM-Aufnahmen kann nicht nur die elementare Zusammensetzung bestimmt werden, sondern es lassen sich ergänzend Berechnungen zu möglichen Molekülverbindungen vornehmen sowie Aussagen zur Struktur treffen. In Abbildung 5.33 sind beispielhaft ausgewählte EDXS-Ergebnisse zusammengefasst (TEM-Aufnahmen und dominierende Elemente). Gezeigt werden die bereits angesprochenen Bestandteile



des Öl-Additiv-Pakets, metallischer Abrieb inklusive der berechneten Legierungszusammensetzung und Verunreinigungen wie Salze.

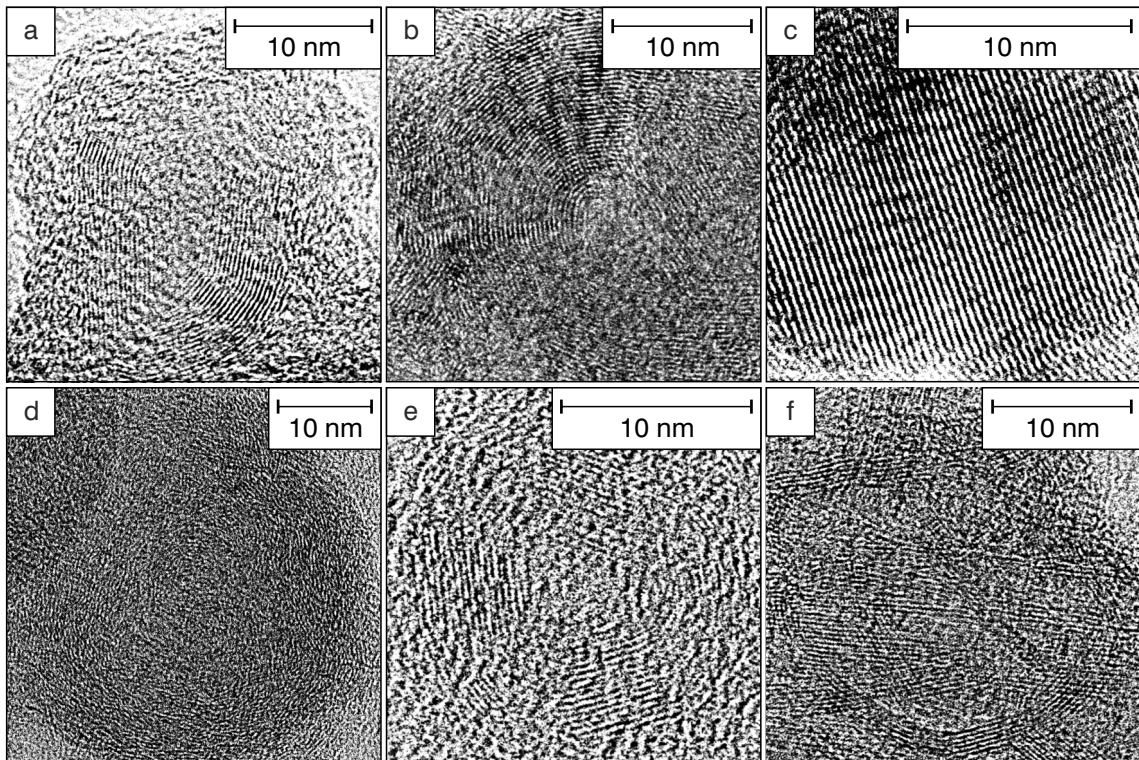


**Abbildung 5.33:** Ausgewählte EDXS-Analyseergebnisse, jede Abbildung zeigt eine TEM-Aufnahme der untersuchten Ablagerung und die darin dominierenden Elemente oder deren berechneten molekularen Zusammenhang

Zusätzlich wurden ausgewählte Ablagerungen unter einem hochauflösenden Transелектроненмикроскоп untersucht, um die Struktur genauer aufzulösen. In Abbildung 5.34 sind charakteristische Aufnahmen dazu zusammengefasst. So wie sich die (elementare) chemische Zusammensetzung auf den Analysefiltern sehr vielfältig dargestellt hat, verhält es sich auch mit den Strukturen. Metallische Bestandteile zeigen wie zu erwarten eine geradlinige geordnete Struktur (siehe Abb. 5.34 c), die verschiedenen Kohlenstoffverbindungen gestalten sich jedoch unterschiedlich. So sind sowohl völlig unstrukturierte Bereiche (siehe Abb. 5.34 d) als auch teilweise strukturierte (siehe Abb. 5.34 a, b, e, f) zu identifizieren. Die teilweise strukturierten unterscheiden sich dabei untereinander in Form und Ausprägung der „Zwiebelringstruktur“. Das Partikel in Abbildung 5.34 a zeigt eine ausgeprägte Ringstruktur, ist jedoch leicht deformiert (nicht rund) und hat sowohl im Kern als auch um die Ringstruktur herum einen amorphen Bereich. Abbildung 5.34 b hingegen zeigt ein rundes Partikel mit einer viellagigen ausgeprägten Ringstruktur. Abbildung 5.34 e stellt ein zu Abbildung 5.34 a ähnlich strukturiertes, jedoch deutlich kleineres Partikel dar. In Abbildung 5.34 f lässt sich ein weitestgehend amorphes Partikel identifizieren, das von strukturierten Bereichen

bandartig durchzogen wird. Ob es sich dabei um stark verformte Ringstrukturen oder tatsächlich um bandartige Strukturen handelt, kann nicht eindeutig erfasst werden.

Trotz der teilweise strukturierten Bereiche dominierten auf allen untersuchten Analysefiltern in Summe amorphe Regionen, was durch zahlreiche Beugungsbilder der TEM-Aufnahmen überprüft und belegt wurde. Diese Beobachtung deckt sich mit der von Lee et al. [91]. Die Autoren detektierten in Ihren Untersuchungen mit Kraftstoffen mit erhöhtem Alkoholgehalt eine Zunahme flüchtiger Bestandteile, welche sich zunächst in den Partikeln lösten und anschließend zur Bildung amorpher Strukturen führten. Die unterschiedliche strukturelle Beschaffenheit beeinflusst die auch unter medizinischen Gesichtspunkten relevante Rußreaktivität, welche jedoch im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht werden konnte.



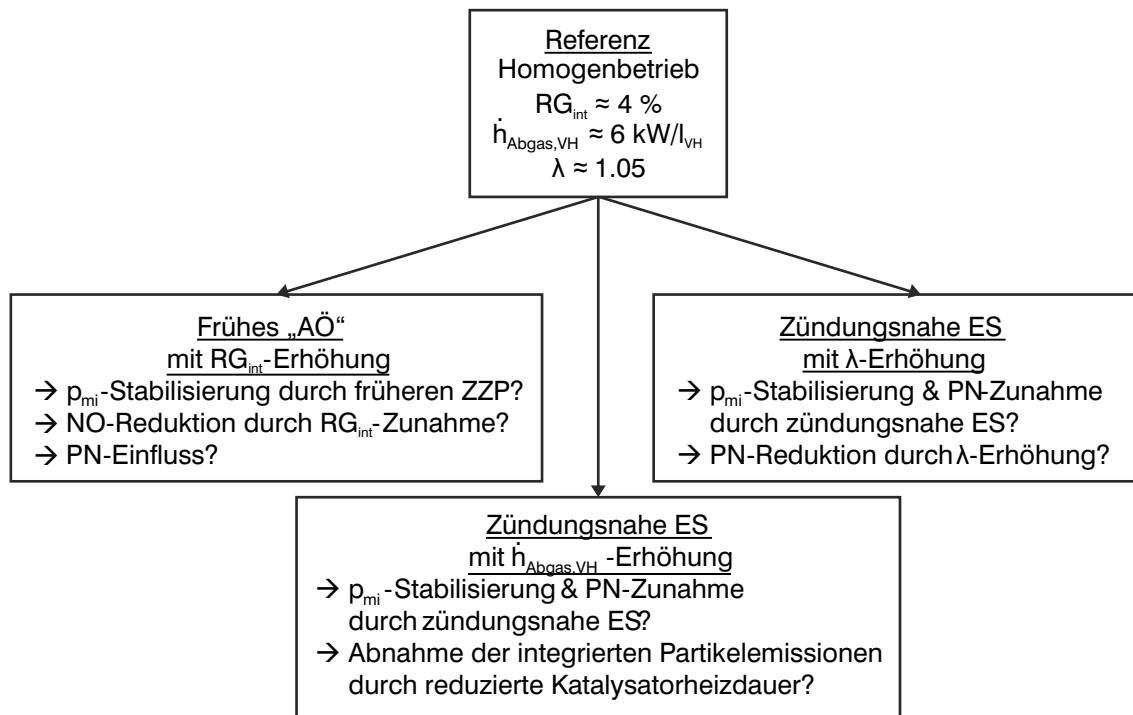
**Abbildung 5.34:** Charakteristische hochauflösende Strukturaufnahmen der Ablagerungen

Es lässt sich zusammenfassen, dass Ölbestandteile, motorischer Abrieb, Sulfate und Nitrate den wesentlichen Anteil der Filterbestandteile bilden. Dies wurde durch die chemische Analyse, TEM-Aufnahmen und EDXS-Analyse gleichermaßen bestätigt. Die untersuchten Partikel waren größtenteils amorpher Natur, wobei auch (teilweise) strukturierte Bereiche unterschiedlicher Ausprägung identifiziert werden konnten.

## 6 Betriebsstrategievergleich „Katalysator heizen“

Von den drei im Rahmen dieser Arbeit definierten Betriebspunkten nimmt der Katalysatorheizbetrieb (BP 3) eine gewisse Sonderrolle ein. Weder bildet die Darstellung eines möglichst effizienten Motorprozesses eine Zielgröße, noch können die gasförmigen Schadstoffemissionen im Katalysator bereits konvertiert werden. Vielmehr ist es in dieser Betriebsphase das Ziel, den Katalysator schnellstmöglich auf seine „Light-Off“-Temperatur, das heißt die Temperatur, ab der eine Konvertierung der Schadstoffkomponenten einsetzt, aufzuwärmen (ca. 300 °C). Dazu gilt es, einerseits einen möglichst großen Abgasenthalpiestrom zu generieren und andererseits im Hinblick auf die nicht einsatzbereite Abgasnachbehandlung neben dem Partikelausstoß auch die gasförmigen Schadstoffe im Abgas gering zu halten. Da die Erhöhung des Abgasenthalpiestroms in der Regel mit einer Spätverstellung des Zündzeitpunkts bis weit hinter den oberen Totpunkt einhergeht und so die Entflammungsbedingungen erschwert werden (fallendes mittleres Druck-, Temperatur- und Turbulenzniveau), gilt es ferner, die Verbrennungsstabilität in einem den Komfortansprüchen an spätere Fahrzeuganwendungen angemessenen Rahmen zu halten. So ist es das Ziel, eine Betriebsstrategie zu erarbeiten, die all diesen Anforderungen bestmöglich gerecht wird, wobei applikative Maßnahmen selten in allen drei Belangen positiv wirken, sondern häufig mit der Verbesserung eines Aspekts die Verschlechterung eines anderen einhergeht. So würde zum Beispiel ein global fettes Gemisch die Verbrennungsstabilität erhöhen, jedoch gleichermaßen zu einem Anstieg der Schadstoffrohmissionen führen, wenn keine weiteren Maßnahmen, wie eine Sekundärlufteinblasung, ergriffen werden. Eine Bewertung der Partikelemissionen im Katalysatorheizbetrieb ist folglich im Kontext der gasförmigen Schadstoffemissionen und der Verbrennungsstabilität durchzuführen, weshalb diese Betriebsphase in diesem Kapitel separat diskutiert wird.

Ausgehend von einer partikelarmen Referenzbetriebsstrategie mit homogenem leicht mageren Luft-Kraftstoff-Gemisch von  $\lambda = 1.05$  (Doppeleinspritzung in den Saughub), einem maximalen Einlassventilhub von 4.0 mm, einer Ein- und Auslassspreizung von 120 °KW sowie einem spezifischen Abgasenthalpiestrom von ca. 6 kW/l<sub>VH</sub> (entspricht einem ZZP von etwa 20 °KW n. ZOT) werden im Folgenden drei mögliche applikative Herangehensweisen zur Reduktion der gasförmigen Emissionen, der Katalysatorheizdauer und/oder der Verbrennungsschwankungen im Kontext des Partikelausstoßes diskutiert. Abbildung 6.1 fasst die drei Ansätze und die mit ihnen verbundenen Fragestellungen zusammen.



**Abbildung 6.1:** Applikative Maßnahmen zur Verkürzung der Katalysatorheizdauer, zur Reduktion der Verbrennungsschwankungen und/oder zur Absenkung des Schadstoffausstoßes

## 6.1 Zündungsnahе Einspritzung mit λ-Erhöhung

Eine Möglichkeit, die stabilisierende Wirkung der zündungsnahen Einspritzung zu nutzen, ist die Darstellung eines magereren Motorbetriebs. In Unterkapitel 5.2.1 wurde der Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf Laufruhe und Emissionen im Katalysatorheizbetrieb mit  $6 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$  spez. Abgasenthalpiestrom bereits diskutiert und soll an dieser Stelle lediglich im Kontext der applikativen Maßnahmen zur Darstellung eines stabilen kurzen und emissionsarmen Betriebs angesprochen werden.

Wie in Tabelle 5.4 gezeigt, kann bei einer Abmagerung von  $\lambda = 1.05$  auf  $\lambda = 1.15$  sowohl beim Betrieb mit dem „Delphi M20“ (A-Düse) als auch beim Betrieb mit dem „Delphi M12“ (Mehrlochdüse) Injektor das Niveau der Verbrennungsschwankungen dank zündungsnaher Einspritzung sehr niedrig gehalten werden ( $p_{\text{mi,st}} < 0.2 \text{ bar}$ ). Gleichzeitig hat die Abmagerung (in Kombination mit der durch die zündungsnahе Einspritzung bedingten Ladungsschichtung) eine Absenkung des Temperaturniveaus während der Verbrennung zur Folge und führt zu einer deutlichen Abnahme der NO-Emissionen. Zudem ist eine Reduktion der Partikelemissionen zu beobachten, welche voraussichtlich durch eine generelle Abnahme fetter Gemischbereiche und die vermutlich besseren Oxidationsbedingungen für die durch die diffusive Verbrennung der zündungsnahen Einspritzung entstandenen Partikel verursacht wird.

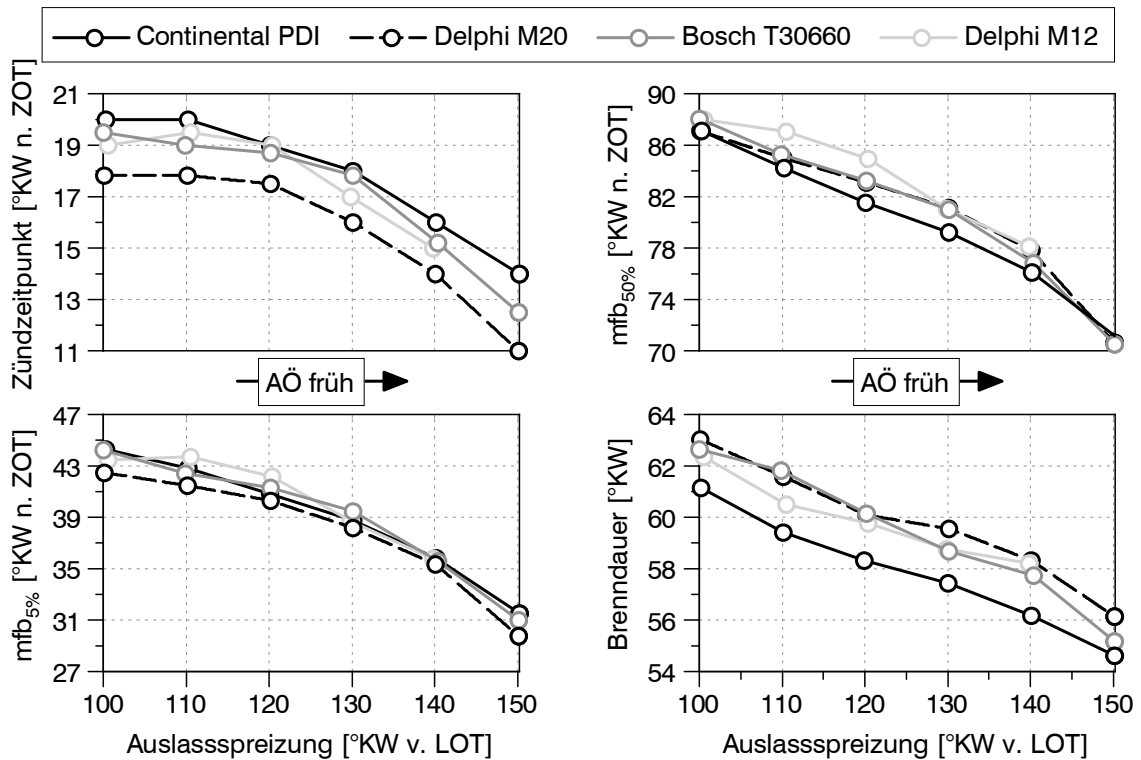
In Summe zeigen die Untersuchungsergebnisse, dass mittels zündungsnaher Einspritzung ein magerer ( $\lambda = 1.15$ ) Katalysatorheizbetrieb dargestellt werden kann. Er bringt im Vergleich zum Betrieb ohne zündungsnaher Einspritzung keine Verschlechterung in der Laufruhe mit sich, führt jedoch zu einer erheblichen Reduktion der Stickoxid- und Partikelemissionen.

## 6.2 Frühes „Auslass öffnet“ mit $RG_{int}$ -Erhöhung

Wie bereits beschrieben ist ein hoher Abgasenthalpiestrom zum Aufwärmen des Katalysators ein wesentliches Bewertungskriterium für den Katalysatorheizbetrieb. Er wird in der Regel durch eine Spätverstellung des Zündzeitpunkts bis weit hinter den oberen Totpunkt erreicht. Durch die in Konsequenz sehr späte Verbrennungslage hat das Gas im Brennraum zum Zeitpunkt „Auslass öffnet“ noch ein hohes Temperaturniveau und ein Teil der exothermen Reaktionen finden noch nach dem Öffnen der Auslassventile statt. Eine Spätverstellung des Zündzeitpunkts über den Oberen Totpunkt hinaus, unter Beibehaltung des indizierten Mitteldrucks, geht zudem mit einer Erhöhung der Füllung und damit des Energieinhalts im Brennraum einher. Gleichzeitig verschlechtern sich jedoch die thermodynamischen Randbedingungen für eine stabile Entflammung. Aufgrund der im Katalysatorheizbetrieb in der Regel kalten Brennraumwände und schwachen Ladungsbewegung (niedrige Drehzahl) ist die Gemischbildung und -homogenisierung ebenfalls beeinträchtigt. In Summe ist folglich eine Zunahme der Verbrennungsschwankungen zu beobachten, die im Hinblick auf eine spätere Fahrzeugapplikation als NVH-Beeinträchtigung empfunden werden kann.

Eine Möglichkeit, um der Spätverstellung des Zündzeitpunkts bzw. der Verbrennungslage zur Erhöhung des spez. Abgasenthalpiestroms entgegenzuwirken, ist es, die Auslassventile früher zu öffnen, d.h. die Spreizung des Auslassphasenstellers zu erhöhen. Um dies zu untersuchen, wurde ausgehend vom oben beschriebenen Referenzpunkt eine Variation der Auslassspreizung durchgeführt. Dabei wurden der Zündzeitpunkt und die Füllung entsprechend nachgeführt, um Last, Abgasenthalpiestrom und Luft-Kraftstoff-Verhältnis konstant zu halten. Die Variation wurde sowohl mit zwei Mehrlochinjektoren („Bosch T30660“ und „Delphi M12“) als auch zwei Injektoren mit Hohlkegelspray („Continental PDI“ und „Delphi M20“) durchgeführt.

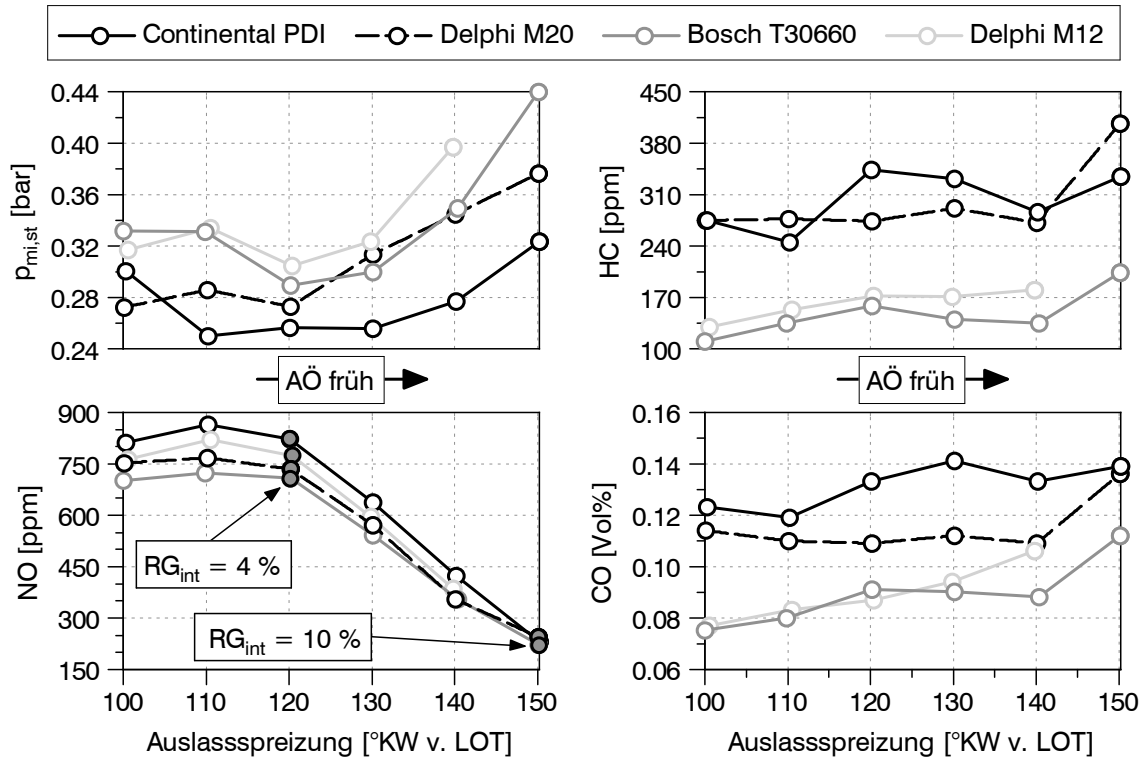
In Abbildung 6.2 sind für den Betrieb mit den verschiedenen Injektoren der Zündzeitpunkt und die aus dem Heizverlauf bestimmten Werte der Verbrennungsschwerpunktlage  $mfb_{50\%}$ , des Brennbeginns  $mfb_{5\%}$  sowie der Brenndauer ( $mfb_{90\%}-mfb_{5\%}$ ) über der Auslassspreizung dargestellt. Eine präzise Berechnung des Brennverlaufs war aufgrund des durch das Öffnen der Auslassventile verursachten Brennendes und der nicht quantifizierbaren Nachoxidation unverbrannter Kohlenwasserstoffe vor der Abgasanalyse nicht möglich. Der  $mfb_{90\%}$ -Kennwert konnte jedoch stabil erreicht werden, weshalb er für die Berechnung der Brenndauer herangezogen wurde.



**Abbildung 6.2:** Kenngrößen des Heizverlaufs im Katalysatorheizbetrieb mit  $6 \text{ kW}/l_{\text{VH}}$  spez. Abgasenthalpiestrom in Abhängigkeit der Auslassspreizung

Über die Variation folgt der Zündzeitpunkt nicht durchgehend (weder absolut noch qualitativ) der Winkelverstellung der Auslassspreizung und damit dem Öffnungszeitpunkt der Auslassventile. Der Brennbeginn und die Verbrennungsschwerpunktlage hingegen folgen qualitativ der Variation, jedoch um einen absolut betrachtet deutlich kleineren Betrag. So führt die maximale Frühverstellung des Öffnungszeitpunkts der Auslassventile von  $50^\circ\text{KW}$  (kompletter Variationsbereich) lediglich zu einem um ca.  $13^\circ\text{KW}$  früheren Brennbeginn  $\text{mfb}_{5\%}$  und einer ca.  $17^\circ\text{KW}$  frühere Schwerpunktlage  $\text{mfb}_{50\%}$ . In Summe wird folglich durch ein früheres Öffnen der Auslassventile eine Frühverschiebung der Verbrennung bei konstanter Last und unverändertem spez. Abgasenthalpiestrom realisiert, jedoch in einem im Verhältnis zum Variationsbereich nur geringen Maße.

Das angestrebte Ziel, durch die Frühverschiebung günstigere Entflammungsbedingungen und in Folge geringere Verbrennungsschwankungen zu erreichen, kann jedoch nicht dargestellt werden. Abbildung 6.3 zeigt die Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks  $p_{\text{mi,st}}$  über den Variationsbereich für den Betrieb mit den genannten Injektoren. Dabei ist mit einer Auslassspreizung von  $100^\circ\text{KW}$  bis  $120^\circ\text{KW}$  und dem „Continental PDI“ Injektor sowie dem „Bosch T30660“ Injektor eine Stabilisierung zu beobachten, während sich mit den beiden Delphi Injektoren im gleichen Verstellbereich kein klarer Einfluss darstellt. Dieses injektorspezifische Verhalten lässt vermuten, dass hier geringe



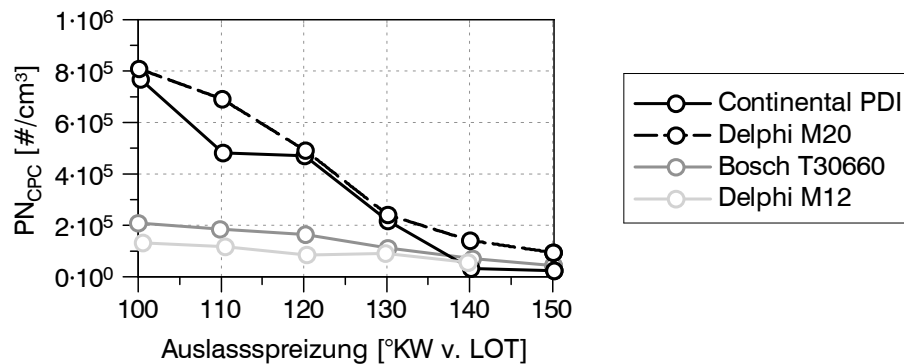
**Abbildung 6.3:** Laufruhe und gasförmige Emissionen im Katalysatorheizbetrieb mit  $6 \text{ kW}/l_{VH}$  spez. Abgasenthalpiestrom in Abhängigkeit der Auslassspreizung

Einflüsse auf die Gemischbildung ausschlaggebend sind, welche jedoch nicht weiter untersucht wurden. Ab einer Auslassspreizung von  $120 \text{ °KW}$  zeigt sich bis an den oberen Rand des Variationsbereichs ( $150 \text{ °KW}$  ASPZG) mit allen Injektoren gleichermaßen eine Zunahme der Standardabweichung  $p_{mi,st}$ . Die durch zunehmende Auslassspreizung erzielte Frühverstellung der Zündung und der damit verbundenen Entflammung führt folglich nicht zur gewünschten Stabilisierung der Verbrennung, sondern verschlechtert die Laufruhe sogar. Die Ursache dafür ist eine ab einer Auslassspreizung von  $120 \text{ °KW}$  durch Abgasrückhaltung stetige Zunahme des internen Restgasgehalts  $RG_{int}$ , welche sich negativ auf die Entflammungsbedingungen auswirkt.

Die Entwicklung der in Abbildung 6.3 ebenfalls aufgeführten gasförmigen Emissionen lassen sich gleichermaßen durch den Restgaseinfluss bzw. die Änderungen des Verbrennungsprozesses erklären. So nimmt wie zu erwarten der NO-Ausstoß während der Parametervariation mit dem Anstieg des internen Restgasgehalts durch früheres Öffnen der Auslassventile ab. Der Kohlenwasserstoff- und Kohlenmonoxidausstoß hingegen steigt währenddessen geringfügig an. Neben dem Restgasgehalt spielt hier auch die verkürzte Brenndauer durch die öffnenden Auslassventile eine Rolle. So nimmt mit zunehmender Auslassspreizung nicht nur das Temperaturniveau während der Verbrennung ab, sondern auch deren Dauer. Die Oxidationsbedingungen für Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid verschlechtern sich entsprechend. Der insgesamt höhere

Kohlenwasserstoffausstoß beim Einsatz der Injektoren mit A-Düse liegt in der Kombination aus weitem Spray, schwacher Ladungsbewegung und kalten Brennraumwänden begründet. Während der Einspritzung wird der Kraftstoff in die wandnahen Bereiche transportiert und durch die kalten Brennraumwände und schwache Ladungsbewegung zum Teil nur unzureichend verdampft und homogenisiert. Es ist jedoch zu erwähnen, dass aufgrund der hohen Abgastemperatur ein Teil der unverbrannten Kohlenwasserstoffe in der Abgasstrecke nachoxidieren kann, wodurch die gemessene Konzentration nicht der unmittelbar hinter den Auslassventilen entspricht. Dieses Nachoxidationspotenzial in der Abgasstrecke ist für die Kohlenmonoxidemissionen deutlich geringer, da hier höhere Gastemperaturen zur vollständigen Oxidation notwendig sind.

Auch bei den Partikelanzahlemissionen zeigt sich ein vom Düsentyp abhängiges Verhalten. In Abbildung 6.4 ist die mit dem CPC gemessene Partikelanzahlkonzentration im Abgas über der Auslassspreizung aufgetragen. Für beide Injektoren mit A-Düse ist über den Variationsbereich eine stete Abnahme, ausgehend von einem vergleichsweise hohen Anfangsniveau von  $8.0 \cdot 10^5 \text{ \#/cm}^3$ , zu beobachten.



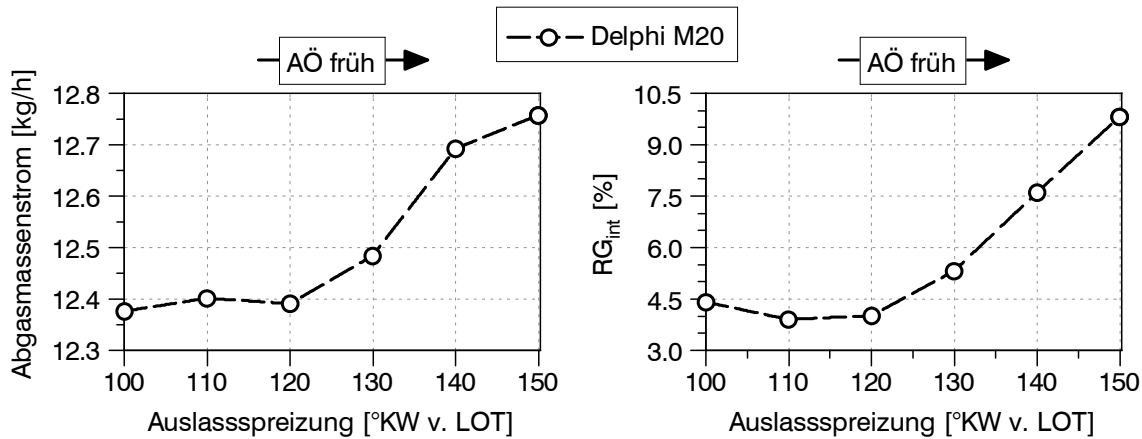
**Abbildung 6.4:** Partikelkonzentration im Abgas während des Katalysatorheizbetriebs mit  $6 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$  spez. Abgasenthalpiestrom in Abhängigkeit der Auslassspreizung

Der Partikelausstoß beim Betrieb mit den Mehrlochinjektoren liegt bei minimaler Auslassspreizung auf einem geringeren Niveau (ca.  $2.0 \cdot 10^5 \text{ \#/cm}^3$ ) und fällt über den Variationsbereich nur leicht ab, so dass ab einer Spreizung von  $140 \text{ °KW}$  die Partikelemissionen mit allen vier Injektoren vergleichbare Werte erreichen. Die Abnahme der Partikelkonzentration folgt qualitativ nicht direkt der Zunahme des internen Restgasgehalts (siehe Abb. 6.5 rechts), weshalb dieser zumindest als dominierende Ursache für die Abnahme ausgeschlossen werden kann. Die durch die mit zunehmender Auslassspreizung abnehmende Brenndauer eher schlechteren Oxidationsbedingungen deuten auf eine geringere Partikelbildung hin. Das sehr düsentypspezifische Verhalten lässt vermuten, dass der wesentliche Einfluss ähnlich wie bei den Kohlenwasserstoffemissionen in der Gemischbildung verborgen liegt.

Um das absolute Partikelemissionsniveau beim Betrieb mit unterschiedlichen Auslassspreizungen aber gleichem spezifischen Abgasenthalpiestrom ( $6 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$ ) zu vergleichen,



ist die Partikelkonzentration im Abgas im Zusammenhang mit dem Abgasmassenstrom zu diskutieren. Abbildung 6.5 links zeigt die Zunahme des Abgasmassenstroms mit Frühverstellung des Auslassöffnungszeitpunkts, welche sich aus der zum Halten der Last und des spezifischen Abgasenthalpiestroms notwendigen Entdrosselung ergibt. Es ist nur eine geringe Füllungsanhebung notwendig, so dass die Abnahme der Partikelkonzentration im Hinblick auf den Partikelausstoß pro Zeit nicht kompensiert oder gar überkompensiert wird.

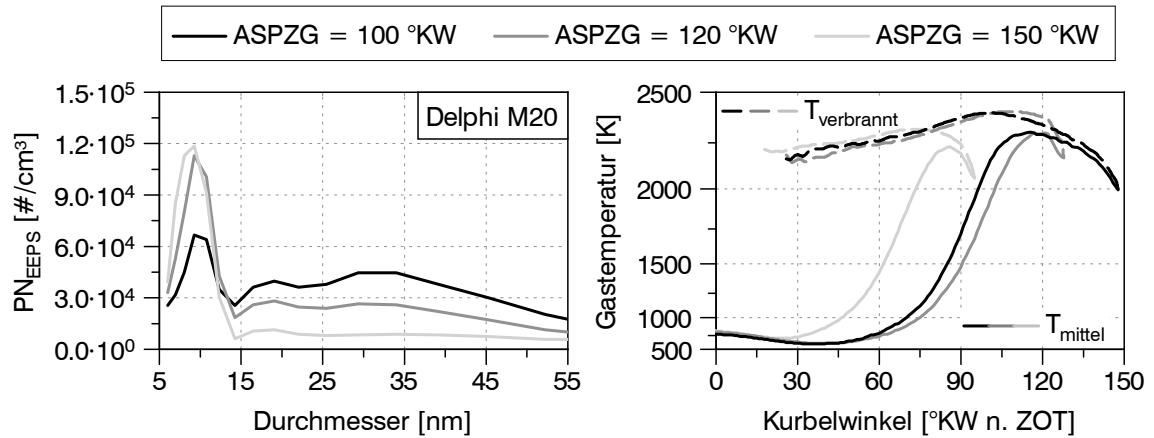


**Abbildung 6.5:** Abgasmassenstrom und Restgasgehalt im Katalysatorheizbetrieb mit  $6 \text{ kW}/l_{VH}$  spez. Abgasenthalpiestrom in Abhängigkeit der Auslassspreizung

Abbildung 6.6 zeigt für drei Auslassspreizungen (minimale Spreizung, Referenz und maximale Spreizung) und den Betrieb mit dem „Delphi M20“ Injektor einerseits die mit dem TSI 3090 EEPS aufgezeichnete Partikelgrößenverteilung und andererseits die mittels Druckverlaufsanalyse berechneten Temperaturverläufe im Brennraum. Die Partikelgrößenverteilung verdeutlicht, dass durch eine Vergrößerung der Spreizung der Nukleationsmodus (Partikeldurchmesser kleiner 15 nm) deutlich zunimmt, während der Agglomerationsmodus (Partikeldurchmesser größer 15 nm) gleichermaßen abnimmt. In Summe bleibt so die mit dem EEPS gemessene Partikelgesamtkonzentration über den Variationsbereich auf einem relativ konstanten Niveau, während die Anzahl der mit dem CPC erfassten Partikel (Partikeldurchmesser größer 23 nm) abnimmt.

Wie bereits bei der Diskussion der Kohlenwasserstoffemissionen formuliert, ist davon auszugehen, dass sich bei den beiden Injektoren mit Hohlkegelspray, bedingt durch den weiten Spraywinkel und die schwache Ladungsbewegung, eine erhöhte Kraftstoffkonzentration im wandnahen Bereich ausbildet. Folglich sind es auch diese Bereiche, welche von der Flammenfront erst spät erreicht werden, in denen primär Partikel gebildet werden. Geht man nun vom Rußbildungsmechanismus nach Bockhorn aus, welcher die Partikelbildung und deren Wachstum als einen konsekutiven Prozess beschreibt [15], lässt sich aufgrund der Messergebnisse vermuten, dass speziell eine Verkürzung der Brenndauer eine reduzierte Partikelkoagulation bzw. reduziertes Oberflächenwachstum verursacht. In Abbildung 6.6 rechts sind für die ausgewählten Auslassspreizungen

die jeweiligen Temperaturverläufe in der verbrannten Zone (unterbrochene Linien) und die mittleren Gastemperaturverläufe (durchgezogene Linien) dargestellt. Es zeigt sich, wie der Abstand zwischen Brennbeginn und dem Berechnungsende („Auslass öffnet“) mit zunehmender Auslassspreizung abnimmt und somit kürzere Reaktionszeiten für den Partikelbildungsprozess zur Verfügung stehen.

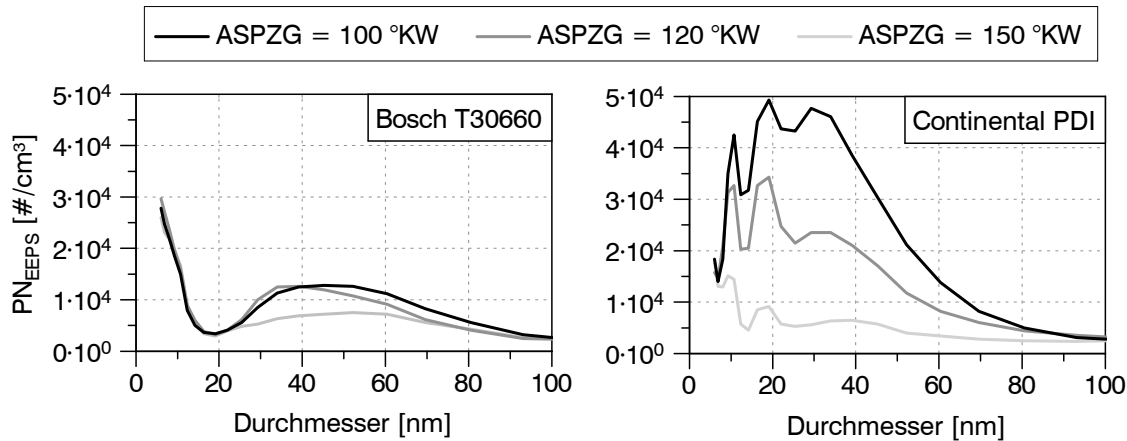


**Abbildung 6.6:** Partikelgrößenverteilung im Abgas und Temperaturverläufe im Brennraum während des Katalysatorheizbetriebs mit  $\dot{h}_{\text{Abgas},\text{VH}} = 6 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$

Wie im Unterkapitel 5.1.6 diskutiert, ist es auch denkbar, dass das Kraftstoffspray mit der Brennraumwand interagiert und sich dort einerseits anlagert und andererseits Öltröpfchen ablöst. Welcher Effekt dominiert und die detaillierten innermotorischen Vorgänge konnten mit der vorhandenen messtechnischen Ausstattung nicht erfasst werden, weshalb eine tiefere Diskussion nicht möglich ist. Ein Vergleich der Partikelgrößenverteilung beim Betrieb mit den verschiedenen Injektoren bestätigt die Beobachtung zwar grundsätzlich, jedoch in unterschiedlicher Ausprägung. Dies war zu erwarten, da die jeweilige Gemischbildung und  $\lambda$ -Verteilung die wesentlichen Einflussgrößen sind.

In Abbildung 6.7 ist die Partikelgrößenverteilung im Abgas beim Betrieb mit dem „Bosch T30660“ Injektor (Mehrlochdüse) und dem „Continental PDI“ Injektor (A-Düse) dargestellt. Im Vergleich zur Mehrlochdüse weisen auch die Messungen mit der A-Düse von Continental eine Verschiebung des Größenspektrums zu Partikeln kleineren Durchmessers nahe der Zählschwelle des CPC auf. Ein gegenläufiger Effekt zwischen der Konzentrationsentwicklung des Nukleations- und des Agglomerationsmodus kann allerdings nicht beobachtet werden.

Die Größenverteilung bei Einsatz des „Bosch T30660“ Injektors hingegen zeigt über die Variation der Auslassspreizung keine Auffälligkeit im Nukleationsmodus oder eine Verschiebung der Verteilung. Ebenso verhält es sich mit dem zweiten verwendeten Mehrlochinjektor („Delphi M12“, nicht dargestellt). Die Messungen der Partikeldurchmesserverteilung der beiden Injektoren mit A-Düse veranschaulichen, dass die meisten Partikel einen Durchmesser nahe der 50% Zähleffizienzschwelle des CPC (23 nm)

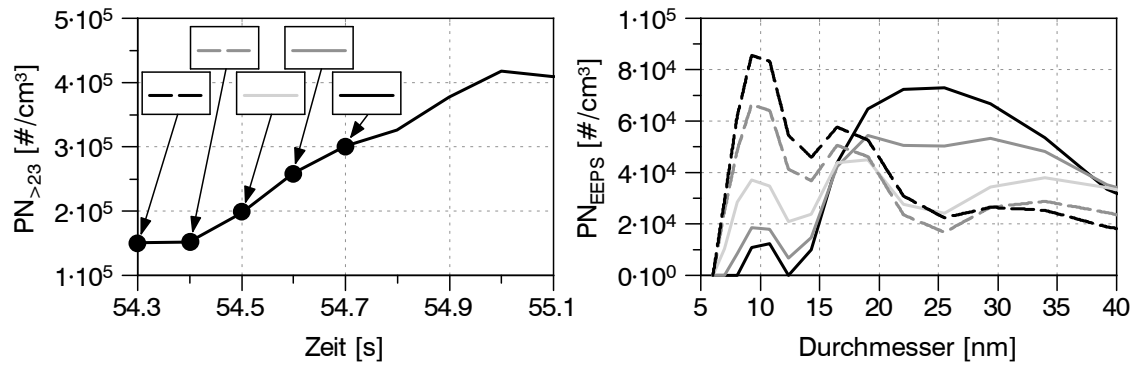


**Abbildung 6.7:** Partikelgrößenverteilung im Abgas während des Katalysatorheizbetriebs mit  $\dot{h}_{Abgas, VH} = 6 \text{ kW/l}_{VH}$  und „Bosch T30660“ sowie „Continental PDI“

haben. Daraus folgt, dass selbst kleine horizontale (Durchmesser) und/oder vertikale (Konzentration) Verschiebungen der Verteilungskurven einen im Vergleich zum Betrieb mit den Mehrlochinjektoren signifikanten Einfluss auf die mit dem CPC gemessene Partikelkonzentration im Abgas haben. So konnten auch während der Durchführung anderer Messreihen vereinzelt erhebliche Schwankungen des Zählwertes beobachtet werden. Eine zeitgleiche Messung mit dem TSI 3090 EEPS verdeutlichte, dass dafür Schwankungen im Größenspektrum verantwortlich waren.

Abbildung 6.8 zeigt einen Ausschnitt einer solchen Messung mit dem TSI 3090 EEPS, welche in einem vermeintlich stationären Betriebspunkt durchgeführt wurde. Nach ca. 54 s kann ein Anstieg der Partikelkonzentration im CPC beobachtet werden (nicht dargestellt). Gleiches wird für die Konzentration der Partikel mit einem Durchmesser größer 23 nm mit dem EEPS detektiert (siehe Abb. 6.8 links). Die Ursache dafür liegt in einer Verschiebung des Größenspektrums (siehe Abb. 6.8 rechts). Der Grund für die Verschiebung selbst ist unklar. Da es sich um einen sporadisch auftretenden Effekt handelt, wird der Auf- bzw. Abbau von Ablagerungen als mögliche Ursache vermutet. Der direkte Einfluss einer Applikationsgröße kann ausgeschlossen werden. Dies illustriert einmal mehr, dass eine reine Partikelzählung ohne Kenntnis über die Partikelgrößenverteilung für die Brennverfahrensentwicklung risikobehaftet ist.

Die Variation der Auslassspreizung bzw. das frühere Öffnen des Auslassventils führt aus den diskutierten Gründen (Zunahme des Restgasgehalts, Verkürzung der Brenndauer) nicht zu dem erhofften Effekt einer Verbrennungsstabilisierung durch Frühverstellung des Zündzeitpunkts. Vielmehr nehmen die Verbrennungsschwankungen tendenziell zu. Auf der anderen Seite kann durch den Anstieg des Restgasgehalts der NO-Ausstoß reduziert und für einzelne Injektorkonfigurationen eine Abnahme der Partikelanzahlemissionen (nach PMP konformer Zählung) beobachtet werden.



**Abbildung 6.8:** Ausschnitt einer Partikelmessung während des Katalysatorheizbetriebs mit  $\dot{h}_{\text{Abgas,VH}} = 6 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$

### 6.3 Zündungsnaher Einspritzung mit $\dot{h}_{\text{Abgas,VH}}$ -Erhöhung

Eine etablierte Maßnahme, um die Verbrennungsschwankungen im Katalysatorheizbetrieb zu reduzieren, ist die Applikation einer zündungsnahen Einspritzung, welche durch gezielte Turbulenzgenerierung und/oder Anfettung an der Zündkerze zum Zündzeitpunkt die Entflammungsbedingungen verbessert. Der Einfluss und die Wirkweise dieser Kleinstmengeneinspritzung wurde bereits im Unterkapitel 5.1.3 diskutiert. So kann sie mit einer Zunahme der Partikelemissionen einhergehen (siehe Abb. 5.13). Andererseits erlaubt die stabilisierende Wirkung eine zusätzliche Spätverstellung des Zündzeitpunkts und dadurch eine Anhebung des Abgasenthalpiestroms, wodurch die Katalysatorheizdauer verkürzt wird.

Ziel der im Folgenden vorgestellten Untersuchung ist es, das Potenzial der zusätzlichen Spätverstellung durch eine zündungsnahen Einspritzung hinsichtlich einer Verkürzung der Katalysatorheizdauer sowie der insgesamt emittierten Partikel zu bewerten. Dazu wurde der Versuchsträger auf ca.  $25^\circ\text{C}$  konditioniert, durch die E-Maschine auf die Betriebsdrehzahl  $n = 1200 \text{ min}^{-1}$  geschleppt und direkt im Katalysatorheizbetrieb mit der jeweiligen Betriebsstrategie gestartet, wobei alle Messgrößen durchgehend aufgezeichnet wurden. Das Motoröl und Kühlwasser wurde nicht zwangsgekühlt und erwärmte sich in Folge ausgehend von den genannten  $25^\circ\text{C}$  über die Messdauer. In Summe wurde so der Katalysatorheizbetrieb möglichst anwendungsnah am Einzylinderaggregat abgebildet und untersucht. Neben thermodynamischer Messtechnik und Abgasanalysatoren kam optische Messtechnik zur Erfassung des Rußeigenleuchtens im Brennraum zum Einsatz. Letzteres wurde nach der absoluten Zwei-Farben-Methode ausgewertet. Der erfasste Brennraumbereich ist in Abbildung 3.9 illustriert. Es wurden drei Betriebsstrategien (BS 1-3) appliziert, deren Kenngrößen in Tabelle 6.1 zusammengefasst sind.

Bei BS 1 wird ausgehend vom einleitend beschriebenen Referenzpunkt (siehe Abb. 6.1) die Drosselung rein über den Einlassventillhub vorgenommen, die Drosselklappe folglich

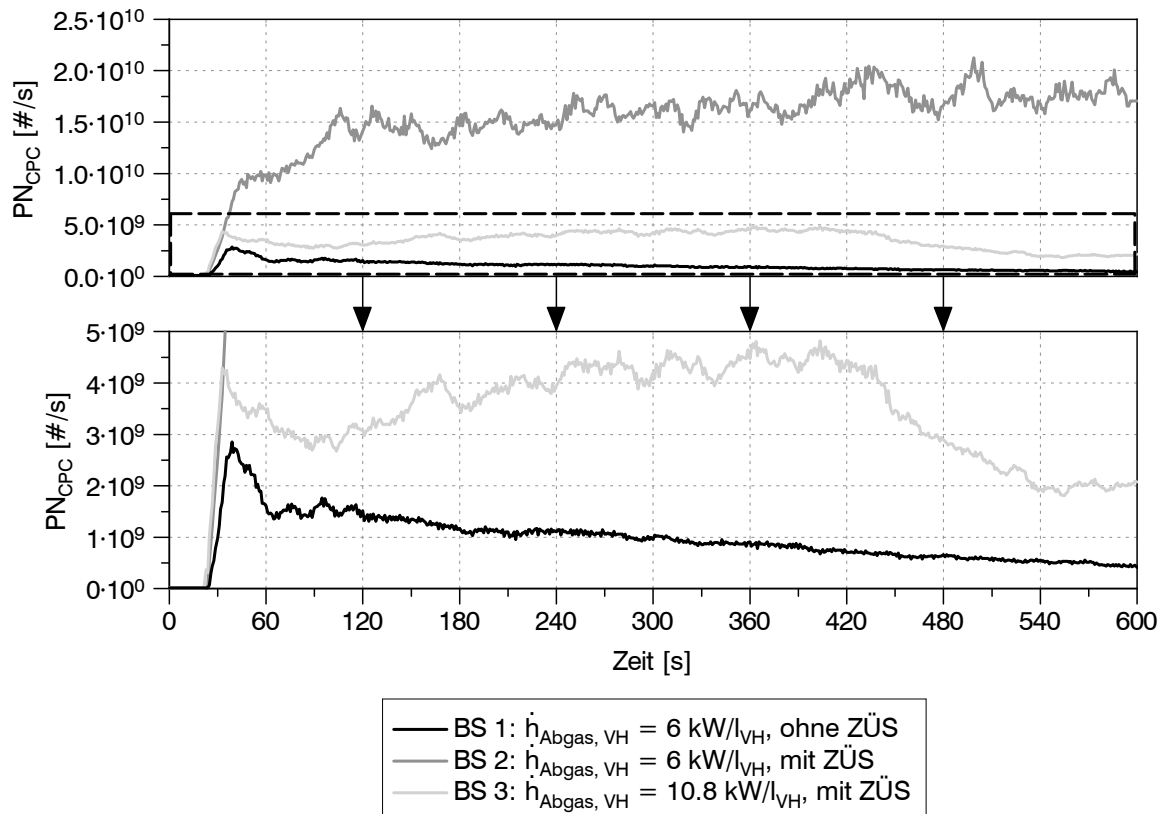
**Tabelle 6.1:** Kenngrößen der 3 Katalysatorheizstrategien

	BS 1	BS 2	BS 3
Last, Drehzahl, $\lambda$	$p_{\text{mi}} = 1.8 \text{ bar}$ , $n = 1200 \text{ min}^{-1}$ , $\lambda = 1.05$		
Einlass- / Auslassspreizung	120 °KW / 120 °KW		
Einlassventilhub	$\approx 1.5 \text{ mm}$		4.0 mm
Drosselklappe	100 % (WOT)		
Injektor, Einspritzdruck	„Delphi M12“ (Mehrlochdüse), 200 bar		
Zündungsnahe Einspritzung	$\approx 0.0 \text{ mg}$	$\approx 0.3 \text{ mg}$	$\approx 1.9 \text{ mg}$
Zündzeitpunkt	$\approx -21 \text{ °KW v. ZOT}$		$\approx -39 \text{ °KW v. ZOT}$
Spez. Abgasenthalpiestrom	$6 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$		$\approx 10.8 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$
Laufruhe $p_{\text{mi, st}}$	$\approx 0.21 \text{ bar}$	$\approx 0.15 \text{ bar}$	$\approx 0.22 \text{ bar}$

voll geöffnet. So kann eine maximal mögliche Turbulenz zum Einspritzzeitpunkt sichergestellt werden. Der Einfluss der Ventilhubabsenkung wurde in Unterkapitel 5.1.2 diskutiert. Darauf aufbauend wird bei BS 2 eine zündungsnahe Einspritzung (ZÜS) ergänzt, um durch die daraus folgende lokale Anfettung die Verbrennungsschwankungen unter Inkaufnahme einer Erhöhung der Partikelanzahlemission (siehe Unterkap. 5.1.3) zu reduzieren. Der stabilisierende Effekt erlaubte eine weitere Spätverstellung des Zündzeitpunkts. In BS 3 wird dies umgesetzt und so bei vergleichbarer Laufruhe  $p_{\text{mi, st}}$  zu BS 1 ein spezifischer Abgasenthalpiestrom von  $10.8 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$  erreicht. Die damit verbundene Erhöhung der Füllung wird durch eine Anhebung des Einlassventilhubes auf 4.0 mm bei weiterhin voll geöffneter Drosselklappe erzielt. Um die Partikelemissionen der drei Betriebsstrategien bei unterschiedlicher Zylinderfüllung vergleichen zu können, wurde die durch den CPC gemessene Partikelkonzentration im Abgas unter Berücksichtigung des Abgasvolumenstroms auf eine zeitliche Basis umgerechnet.

In Abbildung 6.9 ist die zeitliche Entwicklung der Partikelemissionen aufgetragen. Die lange Dauer der Messung ergibt sich aus der erforderlichen Zeit, um ein stationäres Emissionsniveau zu erreichen, und entspricht keinesfalls realer Katalysatorheizdauern. Jede der drei Messkurven bzw. Betriebsstrategien zeigt ein individuelles Emissionsverhalten, wobei pro Betriebsstrategie fünf Messungen zur Überprüfung und Sicherstellung der Reproduzierbarkeit durchgeführt wurden.

Bei BS 1 ist nach einer kurzen Emissionsüberhöhung beim Start eine kontinuierliche Abnahme des Partikelstroms zu beobachten. Die erste Überhöhung ist darauf zurückzuführen, dass der Versuchsträger bereits ab dem ersten Verbrennungszyklus im Katalysatorheizmodus und ohne  $\lambda$ -Regelung betrieben wurde. Folglich vergehen ein paar Zyklen, bis ein  $\lambda$  von 1.05 sowie ein stationäres internes Restgasniveau erreicht wird. Der nach der Überhöhung kontinuierlich fallende Partikelstrom ist Folge der Bauteilaufwärmung (Brennraumwände, Kolben, Abgastrecke), wodurch eventuelle

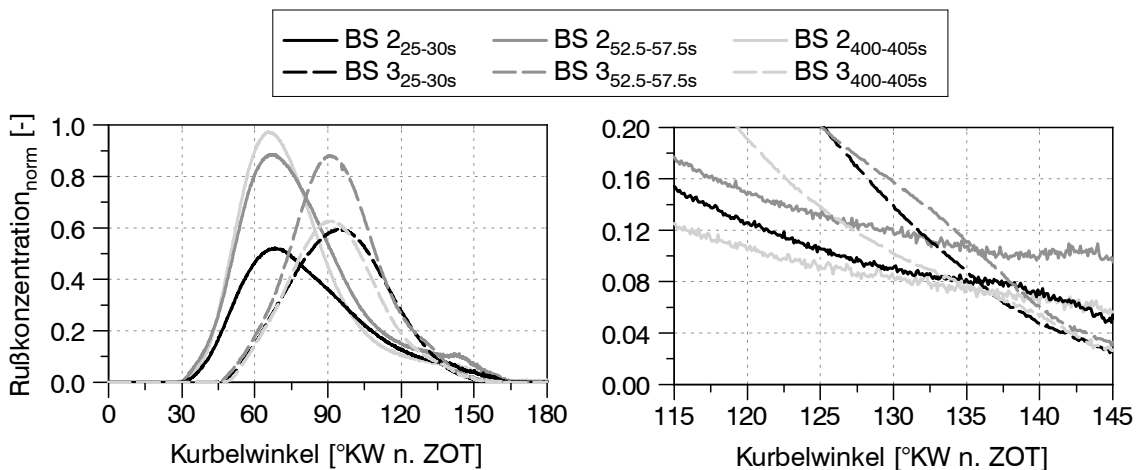


**Abbildung 6.9:** Zeitliche Entwicklung der Partikelemissionen im Katalysatorheizbetrieb

Wandbenetzung und fette Gemischbereiche in Wandnähe abnehmen (siehe Abb. 5.17) und Nachreaktionen entlang der Abgasstrecke zunehmen.

Durch die Applikation einer zündungsnahen Einspritzung (ZÜS) bei unverändertem Abgasenthalpiestrom (BS 2) ist ein deutlicher Anstieg des Partikelstroms im Abgas zu verzeichnen. Es kann keine anfängliche Überhöhung beobachtet werden, vielmehr steigen die Partikelemissionen über die gesamte Messdauer kontinuierlich an. Das unterschiedliche Emissionsverhalten zu BS 1 wird offensichtlich durch die zündungsnahen Einspritzung verursacht. Das insgesamt höhere Emissionsniveau war zu erwarten (siehe Unterkap. 5.1.3). Das kurzzeitige „Stagnieren“ des Anstiegs um Sekunde 60 fällt mit einer  $\lambda$ -Änderung von 0.01 zusammen ( $\lambda = 1.04$  zu  $\lambda = 1.05$ ). Da der Motor ohne  $\lambda$ -Regelung ausgestattet ist, muss die Einspritzmenge manuell nachgeregelt werden. Dies führt in den ersten Betriebssekunden teilweise zu gemessenen  $\lambda$ -Abweichungen von ca. 0.01. Kleine Änderungen im  $\lambda$  bzw. der Einspritzmenge haben aber speziell beim Motorstart unter den eingangs beschriebenen Bedingungen (kalter Motor, direkter Start aus Schlepptrieb) einen deutlichen Einfluss auf die Partikelemissionen, da Wandanlagerungen sehr schlecht verdampft und homogenisiert werden können.

Das niedrigere Temperaturniveau während der ersten Verbrennungszyklen bestätigt auch die Messung nach der absoluten Zwei-Farben-Methode. So wird aus den Messwerten eine geringere Rußtemperatur und in Folge niedrigere Bildungs- sowie Oxidationsraten berechnet. In Abbildung 6.10 wird dies durch den Verlauf der kurbelwinkelbasierten normierten Rußkonzentration in verschiedenen Zeitbereichen dargestellt. Die Gegenüberstellung mit Abbildung 6.9 verdeutlicht, dass zwar die innermotorischen Beobachtungen (Zwei-Farben-Methode) anfänglich qualitativ zum Verlauf des Partikelstroms passen, diese Korrelation jedoch mit zunehmender Betriebsdauer abnimmt. Als Ursache hierfür werden Ad- und Desorptionsprozesse an den Brennraumwänden und in der Abgasstrecke vermutet. Da mit der optischen Messtechnik nur der Bereich im Brennraum um die Zündkerze und den Injektor betrachtet werden kann, wird Rußleuchten, welches nicht durch die zündungsnaher Einspritzung direkt verursacht wird, nicht oder nur indirekt durch Reflexionen erfasst. Zudem liegen zwischen den Auslassventilen und der Gasentnahmesonde des Partikelmessgeräts etwa 1300 mm Abgasstrecke, in der ebenfalls Ad- und Desorptionsprozesse auftreten können. Zuletzt sei diesbezüglich auch ein eventueller Einfluss durch den VPR zu nennen. Um einen genaueren Abgleich zwischen innermotorischen Messungen nach der Zwei-Farben-Methode und den Partikelemissionen hinter Auslass durchzuführen, sind Messungen mittels Laser-induzierter Inkandescenz (LII) direkt hinter den Auslassventilen ein sinnvoller Ansatz. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit waren diese jedoch nicht möglich.



**Abbildung 6.10:** Verlauf der normierten Rußkonzentration nach der Zwei-Farben-Methode in verschiedenen Zeitbereichen für die Betriebsstrategien 2 und 3

Zuletzt wird BS 3 diskutiert. Der stabilisierende Einfluss der zündungsnaher Einspritzung (ZÜS) ermöglicht eine weitere Spätverstellung des Zündzeitpunkts und so einen höheren Abgasenthalpiestrom. Damit geht eine Anhebung der Zylinderfüllung einher, höhere Gastemperaturen während der Verbrennung sind die Folge (siehe Abb. 5.28). In Summe ist eine Abnahme des Verhältnisses von Rußbildung zu Rußoxidation zu beobachten, wie in Unterkapitel 5.2.2 diskutiert. Dies spiegeln auch die Verläufe der

Partikelströme der beiden Betriebsstrategien 2 und 3 in Abbildung 6.9 wider. Der Partikelstrom mit BS 3 liegt auf einem deutlich niedrigeren Niveau als mit BS 2.

Wie schon für BS 2 bestätigte die Messung nach der Zwei-Farben-Methode zu Beginn qualitativ sehr gut den Messwertverlauf des CPC, während das Verhalten im späten, dritten Messzeitpunkt divergiert (siehe Abb. 6.10). Analog zu BS 2 ist zu vermuten, dass die durch die zündungsnahe Einspritzung verursachten Partikelemissionen durch solche aus Kraftstoffadsorption und -desorption überlagert werden. Dieser Effekt ist durch die größere eingespritzte Kraftstoffmenge sogar noch ausgeprägter zu erwarten als in BS 2. So erklärt sich der in Abbildung 6.9 zwischen Sekunde 120 und 440 zu beobachtende Anstieg und anschließende Abfall der Partikelkonzentration im Abgasstrom. Es bauen sich zunächst Ablagerungen auf (z.B. auf dem Kolben), welche zu einem Anstieg der Partikelemissionen führten. Diese werden mit zunehmender Wandtemperatur im Brennraum und der Abgasstrecke wieder abgebaut. Solch ein ausgeprägtes Ad- und Desorptionsverhalten kann gleichermaßen beim Katalysatorheizbetrieb mit erhöhtem Abgasenthalpiestrom von  $9.8 \text{ kW/l}_{\text{VH}}$ , jedoch ohne zündungsnahe Einspritzung beobachtet werden (nicht dargestellt). Es handelt sich um einen reproduzierbaren Effekt, der offensichtlich mit der pro Zyklus eingespritzten Kraftstoffmasse korreliert. Ob sich die Ablagerungen verstärkt in der Abgasstrecke oder im Brennraum bilden, ist eine weitere Fragestellung, zu dessen Klärung die Applikation einer auslassnahen LII-Messtechnik notwendig wäre.

Ob in Summe die Entdrosselung bei BS 3 trotz der im Vergleich zu BS 1 erhöhten Partikelemissionen pro Zeit zu einem geringeren Absolutausstoß durch die verkürzte Katalysatorheizdauer führt, ist nicht pauschal zu beantworten. Es hängt zum einen von der Gemischbildung ab. So konnte in Unterkapitel 5.1.3 gezeigt werden, dass eine zündungsnahe Einspritzung nicht zwangsläufig zur lokalen Anfettung, sondern auch primär zur Turbulenzgenerierung führen kann. Dadurch lassen sich deutlich erhöhte Partikelemissionen vermeiden. Zum anderen ist für eine spätere Fahrzeugapplikation das jeweilige Fahrprofil zu berücksichtigen. Es ist nicht davon auszugehen, dass die „Light-Off“-Temperatur des Katalysators vor der ersten Fahrzeugbeschleunigung erreicht wird. Eine Überlagerung des Katalysatorheizbetriebs mit dem Fahrprofil beeinflusst die Emissionen erheblich, weshalb hier eine kürzere Katalysatorheizdauer einen zusätzlichen Vorteil generieren kann.

Insgesamt hat die Bewertung der verschiedenen applikativen Maßnahmen gezeigt, dass durch die Freiheitsgrade der strahlgeführten Benzin-Direkteinspritzung und darauf abgestimmter Variabilität im Ventiltrieb ein schwankungs- und emissionsarmer Motorbetrieb möglich ist. Die Auswahl der Maßnahmen ist zwar in letzter Konsequenz motor- und anwendungsindividuell zu treffen, die Variabilität moderner Motoren erlaubt es jedoch, auf verschiedene Randbedingungen mit einer geeigneten Betriebsstrategie zu reagieren.



## 7 Zusammenfassung

Der Verbrennungsmotor ist bis heute die weltweit meist verbreitete Antriebsquelle von Personenkraftwagen und eng mit der individuellen Mobilität der Menschen bzw. dem Wohlstand einer Gesellschaft verknüpft [161]. In den kommenden Jahrzehnten ist zwar durch die zunehmende Elektrifizierung des Antriebsstrangs eine ansteigende Diversifizierung der Antriebsquellen zu erwarten, der Verbrennungsmotor wird jedoch die wesentliche Antriebsquelle bleiben und sein Bestand durch die prognostizierte zunehmende weltweite Fahrzeugpopulation anwachsen. Es liegt dabei in der Verantwortung eines jeden Einzelnen, im Rahmen seiner Möglichkeiten die mit der individuellen Mobilität einhergehenden negativen Auswirkungen auf Umwelt und Gesundheit möglichst gering zu halten. Von diesem Anliegen motiviert, aber auch durch die Erwartungen von Politik und Gesellschaft getrieben, wurde und wird kontinuierlich an Möglichkeiten zur Senkung des Schadstoff- und CO<sub>2</sub>-Ausstoßes von Kraftfahrzeugen gearbeitet.

Die vorliegende Arbeit widmet sich der experimentellen Untersuchung der Ursachen von Partikelanzahlemissionen bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung sowie der Ableitung möglicher Reduktionsmaßnahmen. Partikel bestehen im Wesentlichen aus Kohlenstoff, wie er im Schmiermittel und Kraftstoff von Verbrennungsmotoren vorkommt. Die kraftstoffseitige Einbringung kann in diesem Zusammenhang als Hauptursache bezeichnet werden, weshalb die Untersuchung der Gemischbildung als Summe aus Ladungsbewegung, Kraftstoffeinbringung (Gemischbildner und Einspritzstrategie) sowie Kraftstoffbeschaffenheit (Verdampfungsenthalpie und Siedelinie) einen essenziellen Teil der in dieser Arbeit vorgestellten Forschungsergebnisse bildet. Zur Bewertung der Gemischbildung sowie der Partikelentstehung, welche in den meisten Fällen auf eine (lokal) diffusive Verbrennung zurückgeht, zeichnete sich die Anwendung optischer Untersuchungsmethoden wie schon in zahlreichen anderen Forschungsarbeiten [162] als zielführend aus. Mittels bildgebender Messtechnik wurde die Ausbreitung des Kraftstoffsprays sowie durch Particle Image Velocimetry an einem Einhubtriebwerk zusätzlich die Zylinderinnenströmung erfasst und im Einzelnen sowie deren Interaktion diskutiert. Neben der visuellen Bewertung der Gemischbildung wurde durch eine faseroptische Zündkerze die Kraftstoffkonzentration am Zündspalt über den Motorzyklus gemessen und so die Gemischhomogenisierung eines einzelnen Zyklus sowie die Schwankung zwischen aufeinanderfolgenden Zyklen evaluiert. Um den diffusiven Anteil der Verbrennung zeitgleich räumlich zuzuordnen sowie hinsichtlich des Rußbildungs- und Rußoxidationsverhaltens zu bewerten, wurde ein Messaufbau zur pyrometrischen Auswertung von Kameraaufnahmen nach der Zwei-Farben-Methode entwickelt und an einem Einhubtriebwerk eingesetzt. Zusätzlich kam die integrative Zwei-Farben-Methode an einem Einzylinderaggregat zum Einsatz.

Aufgrund der sehr guten optischen Zugänglichkeit wurden für Voruntersuchungen zur Gemischbildung und deren Einfluss auf das Rußeigenleuchten Messungen an einem Einhubtriebwerk durchgeführt. Es wurden die Randbedingungen des Katalysatorheizbetriebs an dem Versuchsträger abgebildet und verschiedene Gemischbildner eingesetzt. Der Grad der Bauteilbenetzung, die Gemischhomogenisierung, der Verlauf der Verbrennung und der Ort der Entflammung bzw. die Entflammungsstabilität wurden dabei als wesentliche Einflussfaktoren auf das während der Verbrennung erfasste (Ruß)Eigenleuchten identifiziert.

Der Grad der Bauteilbenetzung sowie die Homogenisierung werden hauptsächlich durch die Sprayeindringtiefe, Einspritzstrategie und Zylinderinnenströmung bestimmt. Durch Applikation einer Mehrfacheinspritzung kann die Eindringtiefe reduziert werden, vorausgesetzt die Pausenzeit zwischen den Einspritzungen ist bei der vorhandenen Ladungsbewegung ausreichend lang, um den Kraftstoff der vorausgegangenen Einspritzung zum Zeitpunkt der Folgeinspritzung aus dem vom Spray erfassten Brennraumvolumen abzutransportieren. Andererseits nimmt mit steigender Pausenzeit zwischen den Einspritzungen die Zeitdauer vom Ende der letzten Einspritzung bis zum Brennbeginn ab, welches wiederum zu erhöhter Gemischinhomogenität und damit auch erhöhten Partikelemissionen sowie zunehmenden zyklischen Verbrennungsschwankungen führen kann. Durch eine Intensivierung der Ladungsbewegung sind kürzere Pausenzeiten durch schnellere Kraftstoffverdampfung und schnelleren Gemischtransport möglich. Hier ist jedoch die Auswirkung der Zylinderinnenströmung auf die Spraystabilität zu beachten.

Abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit und dem Injektortyp konnte während der Versuche teilweise eine erhebliche Veränderung zur Sprayausbreitung ohne Ladungsbewegung beobachtet werden, so dass der Kraftstoff in den Feuersteg oder in den Atmungsraum der Zündkerze getragen wurde. Letzteres führte sowohl zu einem diffusiven Verbrennungsanteil als auch durch das „Abtropfen“ der Kraftstoffanlagerung zu einer Verschiebung des Entflammungsortes. Weil sich der Entflammungsort dadurch eher weiter in das Zentrum des Brennraums verschoben hat (höhere Temperatur) und die Diffusionsflamme zu Beginn der Verbrennung auftrat (längere Nachoxidationsdauer), ist diese Verschiebung nicht zwangsläufig negativ zu bewerten, sondern kann trotz einer zunächst erhöhten Partikelbildungsrate dank besserer Nachoxidationsbedingungen zu geringeren oder vergleichbaren Gesamtemissionen führen.

Ein zweiter Effekt, welcher während der Entflammung bei mittleren Strömungsgeschwindigkeiten  $> 6 \text{ m/s}$  beobachtet werden konnte, war ein Abreißen des Zündfunken. Das Zündplasma wurde augenscheinlich mit der Tumbleströmung in Richtung Brennraumwand mitgerissen, von wo aus sich die Verbrennung (sichtbarer Bereich) schließlich ausbreitete. Dadurch stiegen die Flammenwege an und fette Gemischbereiche auf der gegenüberliegenden Brennraumseite wurden entsprechend später erreicht, welches mit einer kürzeren Zeitdauer zur Partikeloxidation in diesen Bereichen einherging. Die Intensivierung der Zylinderinnenströmung bietet folglich neben dem Vorteil der besseren Gemischhomogenisierung auch das Risiko einer ungünstigen Spray- und

Zündfunkenverwehung. Zudem wird die Darstellung einer gezielten Ladungsschichtung (z.B. im Katalysatorheizbetrieb) erschwert. In Summe ist eine pauschale Empfehlung zur Ladungsbewegung für eine partikelarme Verbrennung aus den Ergebnissen nicht abzuleiten. Die vom Injektor, dem Betriebspunkt und der Betriebsstrategie abhängigen Anforderungen an die Zylinderinnenströmung erschweren die Formulierung globaler Zusammenhänge. Allgemein wird durch eine großskalige Strömungsstruktur mit hoher mittlerer Strömungsgeschwindigkeit während des Ansaugtakts die Gemischhomogenisierung verbessert, vorausgesetzt eine ungünstige Sprayablenkung kann dabei vermieden werden. Dieser großskalige Wirbel sollte während der Kompression jedoch in kleinskalige Wirbel zerfallen, um einerseits eine gezielte Ladungsschichtung zu ermöglichen und andererseits einen räumlich stabilen Zündprozess sicherzustellen.

Zur Bewertung des Rußbildungs- und Rußoxidationsverhaltens wurden die zweidimensionale Zwei-Farben-Methode verwendet. Mit ihr konnte messtechnisch die Bedeutung der Kombination aus Gastemperatur und Sauerstoffgehalt auf den Rußertrag bestätigt werden, nicht nur am Einhubtriebwerk, sondern auch mit einer integralen Messmethode am Einzylinderaggregat.

Die Untersuchungen am Einzylinderaggregat erlaubten hinsichtlich der Partikelemissionen eine differenziertere Betrachtung der Einflussfaktoren sowie eine Bewertung reduzierender Maßnahmen. Entlang des Kraftstoffpfades wurde der Einfluss des Kraftstoffs selbst, der Düsen- und Spraygeometrie, des Einspritzdrucks sowie der Einspritzstrategie evaluiert. Zudem wurde die Spray-Bauteilinteraktion während des Ladungswechsels diskutiert. Dabei konnten direkte aber auch indirekte Zusammenhänge zwischen den genannten Parametern und den Partikelemissionen beobachtet werden. Unter direkten Zusammenhängen sind der Kraftstoffauftrag auf dem Kolben oder eine unzureichende Kraftstoffverdampfung bzw. Gemischhomogenisierung zu nennen. Unter indirekten Zusammenhängen ist ein erhöhter Ölverbrauch, wie er durch das Ablösen von Öltröpfchen durch Spray-Bauteilinteraktion auftritt, aufzuführen. Der Einfluss auf die Partikelemissionen hängt dabei auch entscheidend vom Motoröl selbst (Additivierung und Temperatur) ab, wobei dessen Untersuchung nicht Teil der Arbeit war. Erhöhte Ölemissionen führten zu einem Anstieg des Anteils löslicher organischer Bestandteile auf den Abgasanalysefiltern und zu einer Zunahme der Konzentration von Kleinstpartikeln ( $D_p < 23 \text{ nm}$ ) im Abgas. Bei letzterer Messgröße sind jedoch auch die Vorgänge im Messsystem selbst (eventuelles Öl-Cracking) zu berücksichtigen.

Neben den direkten und indirekten Einflussgrößen auf die Partikelemissionen spielt auch die Betriebshistorie des Versuchsträgers, d.h. der zeitliche Betriebsverlauf eine Rolle. In diesem Zusammenhang wurde der Aufbau von Ablagerungen an der Injektorspitze bewertet. Dieser wird durch Kraftstoffrückstände verursacht, welche nach Einspritzende an der Injektorspitze oder in den Spritzlöchern verbleiben, bis zum Brennbeginn nicht vollständig verdampfen und so diffusiv brennend, d.h. unter erhöhter Partikelbildung, zu festen kohlenstoffhaltigen Ablagerungen umgesetzt werden. Diese wiederum wirken wie ein Schwamm für die Kraftstoffrückstände der Folgeeinspritzungen, wodurch die Menge der Kraftstoffrückstände zunimmt. Dies verstärkt einerseits

den Ablagerungsaufbau und bildet andererseits durch die diffusive Verbrennung an der Injektorspitze eine kontinuierliche Partikelquelle im Brennraum, welche nur bedingt durch eine Erhöhung des Einspritzimpulses und/oder der injektorspitzennahen Brennraumströmung wieder abgebaut werden kann. Um die Ablagerungsbildung zu vermeiden, gilt es entsprechend einerseits die Menge der Kraftstoffrückstände gering zu halten (hoher Einspritzimpuls) und andererseits gute Verdampfungsbedingungen an der Injektorspitze durch ein hohes Temperaturniveau (Einbautiefe des Injektors) oder intensive Ladungsbewegung (Kraftstoffeinbringung im Ansaugtakt bei geöffneten Einlassventilen und hoher Kolbengeschwindigkeit) sicherzustellen.

Auch der Kraftstoff selbst, d.h. der Anteil hochsiedender Aromaten und Ethanolmoleküle beeinflusst das Verdampfungs- sowie das Partikelemissionsverhalten. So ist anzunehmen, dass der im Ethanol enthaltene Sauerstoff, der in der Elementarkohlenstoffhypothese beschriebenen Reduktion der Sauerstoffkonzentration durch Wasserstoff-Sauerstoff-Reaktionen an der Flammenfront während der diffusiven Verbrennung entgegenwirkt und dadurch den Anteil ungesättigter Kohlenwasserstoffe als Rußvorläufer verringert. Ein positiver Einfluss, welcher auf die Auswirkung einer zündungsnahen Einspritzung im Katalysatorheizbetrieb übertragen werden kann. Gleichmaßen begünstigt eine Reduktion des Anteils hochsiedender Aromaten den mit dem HACA-Mechanismus beschriebenen Zusammenschluss zu Benzolringen, welche ebenfalls bekannte Rußvorläufer sind.

In Summe gilt es, durch Abstimmung von Einspritzsystem, -strategie und Ladungsbewegung eine möglichst vollständige Kraftstoffverdampfung und Gemischhomogenisierung (bei  $\lambda = 1.0$ , Homogenbetrieb) zu erreichen, um die Partikelbildung im Brennraum gering zu halten. Während das Einspritzsystem (Anordnung von Injektor und Zündkerze, Injektorlage, Spray Targeting, Brennraumgeometrie, Systemdruck) im Zuge der Auslegung eines Motors definiert wird und im Betrieb als unveränderliche Randbedingung zu betrachten ist, kann die Ladungsbewegung durch Variabilitäten im Ventiltrieb und die Einspritzstrategie durch eine freie Positionierung von einer oder mehrerer Einspritzungen über den Motorzyklus beeinflusst werden. Dabei konnte im Rahmen dieser Arbeit gezeigt werden, dass durch eine Verstellung der Ein- und Auslasssteuerzeiten die kinetische Energie im Brennraum erheblich verändert wird. Dies erlaubt es einerseits die Gemischbildung allgemein zu unterstützen, aber auch andererseits den negativen Folgen einzelner Effekte, wie der Einlassventilbenetzung, entgegenzuwirken. Auch die Einspritzstrategie kann dazu unterstützend angepasst werden. Durch ein „Ausblenden“ der Einspritzung im Bereich des maximalen Einlassventilhubs, also die Applikation einer Doppeleinspritzung, wird die Einlassventilbenetzung und damit der Partikelausstoß ebenfalls reduziert. Die Untersuchungen haben außerdem verdeutlicht, dass die Auswirkungen der Einlassventilbenetzung stark vom Ort des Spraytreffers auf dem Ventil beeinflusst werden. Abhängig davon wird der Kraftstoff auf den Kolben, in Richtung der Brennraumwand oder in den Einlasskanal umgelenkt. Das Temperatur- und Strömungsniveau im Bereich des umgelenkten Sprays entscheidet über die Folgen auf die Partikelemissionen. Im Fall der Benetzung der Laufflächen tritt ferner das bereits genannte Risiko der Öltröpfchenablösung auf.

Die applikativen Freiheitsgrade der Einspritzung können speziell im Katalysatorheizbetrieb genutzt werden. In dieser Phase ist ein globaler  $\lambda = 1.0$  Betrieb nicht notwendig. Zudem ist nicht nur die Darstellung eines emissionsarmen Motorbetriebs, sondern auch das schnelle Aufheizen des Katalysators bei adäquater Laufruhe von Bedeutung. Für Ottomotoren mit zentraler Injektorlage ist es möglich, durch die zündungsnahen Einbringung einer geringen Kraftstoffmenge den Motorlauf zu stabilisieren und so sehr späte Zündwinkel (bis nach  $40^\circ$  KW n. ZOT) zur schnellen Katalysatoraufwärmung zu applizieren. Es wurde gezeigt, dass dabei zwei Mechanismen zur Verbrennungsstabilisierung führen: einerseits die lokale Anfettung und andererseits die Turbulenzgenerierung an der Zündkerze. Die Verbrennungsstabilisierung durch lokale Anfettung im Bereich um die Zündkerze geht dabei mit einem Anstieg der Partikelemissionen einher, ist aber weniger sensitiv hinsichtlich der relativen zeitlichen Lage der zündungsnahen Einspritzung zum Zündzeitpunkt. Die Verbrennungsstabilisierung durch Turbulenzgenerierung hingegen stellt höhere Anforderungen an den Gemischbildner, die Anordnung des Sprays zur Zündkerze und den zeitlichen Abstand zwischen Kraftstoffeinbringung und Zündung. Dafür erlaubt sie im optimalen Fall eine Stabilisierung der Verbrennung ohne eine nennenswerte Zunahme der Partikelemissionen.

Das Potenzial der stabilisierenden Wirkung der zündungsnahen Einspritzung im Katalysatorheizbetrieb wurde nicht nur hinsichtlich einer möglichen Spätverstellung des Zündwinkels, sondern auch hinsichtlich einer globalen Abmagerung des Luft-Kraftstoff-Gemisches untersucht. Die in dieser Arbeit erläuterten Messungen zeigen, dass eine Abmagerung von  $\lambda = 1.05$  auf  $1.15$  bei weiterhin guter Laufruhe ( $p_{mi,st} < 0.2$  bar) möglich ist. Damit einher ist eine Abnahme der Partikel- und Stickoxidemissionen zu beobachten. Welche der beiden Betriebsstrategien letztendlich sinnvoller ist, muss durch Fahrzeuguntersuchungen in den für die gesetzliche Bewertung definierten Fahrzyklen erfolgen. Als Voruntersuchung wurden Warmläufe im Katalysatorheizbetrieb mit verschiedenen Betriebsstrategien am Einzylinderaggregat durchgeführt. Ergänzend zu den Beobachtungen im thermisch stationären Katalysatorheizbetrieb wurde während des Warmlaufs mit maximal möglichem Abgasenthalpiestrom ein deutlicher „storage-release“ Effekt beobachtet, wobei die Ursache nicht eindeutig gefunden werden konnte. Da innermotorische optische Untersuchungen keinen Hinweis auf den Grund erkennen ließen, liegt die Vermutung nahe, dass es sich um einen Ablagerungsaufbau und -abbau durch Diffusionsprozesse entlang der Abgasstrecke handelt. Um diese These zu verifizieren, ist eine Änderung des Messaufbaus notwendig. Durch Laserinduzierte Inkandescenz (LII) an verschiedenen Positionen entlang der Abgasstrecke wäre eine Bewertung des „storage-release“ Effekts möglich. Auch würde eine auslassnahe Anbringung des Messsystems eine genauere Bewertung des Partikelaustritts aus dem Brennraum von einzelnen Zyklen ermöglichen, da die Partikel direkt im Abgas ohne Gasentnahme und -verdünnung gemessen werden.

Im Rahmen der Arbeit konnten verschiedene Ursachen und Reduktionsmöglichkeiten für Partikelemissionen von Ottomotoren mit Direkteinspritzung identifiziert werden. Neben dem zentralen Thema der Gemischbildung, welches schwerpunktmäßig untersucht wurde, wurde auch der Ölverbrauch bzw. Öleintrag in den Brennraum als Par-

tikelquelle ausgemacht. Letzteres Thema ist im Hinblick auf den über den gesamten Lebenszyklus eines Fahrzeugs einzuhaltenden Partikelgrenzwert in zukünftigen Forschungsaktivitäten untersuchenswert. Auch der Einfluss des Öltyps bedarf genauerer Analyse. Dabei sind Zusammenhänge zu Forschungsaktivitäten im Bereich der Vorentflammungsuntersuchung zu überprüfen [118].

# A Anhang

Ein Auszug der während der Erarbeitung der vorliegenden Dissertation veröffentlichten Untersuchungsergebnisse zum Thema „Partikelemissionen von Ottomotoren mit Direkteinspritzung“.

**Tabelle A.1:** Ausgewählte Veröffentlichungen zum Thema Partikelemissionen von Ottomotoren mit Direkteinspritzung zwischen 2010 und 2013

Jahr	Autoren	Titel
2013	Pilla et al. IFP Énergies nouvelles, Frankreich	Investigation of particle formation mechanisms in GDI engines during transient heating operation
2013	Steimle et al. Porsche AG Deutschland	Systematic Analysis and Particle Emission Reduction of Homogeneous Direct Injection SI Engines
2013	Matousek et al. MOT GmbH Deutschland	Influence of Injection Pressures up to 300 bar on Particle Emissions in a GDI-Engine
2013	Kim et al. Hyundai et al. Südkorea	Strategies for Particle Emissions Reduction from GDI Engines
2013	Leach et al. Oxford Univ. et al. Großbritannien	The Influence of Fuel Properties on Particulate Number Emissions from a Direct Injection Spark Ignition Engine
2013	De Boer et al. Transonic Comb. USA	Application of Supercritical Gasoline Injection to a Direct Injection Spark Ignition Engine for Particulate Reduction
2012	Kufferath et al. Bosch GmbH Deutschland	EU6 als Herausforderung für die Benzindirekteinspritzung - Eine Bewertung zukunftsfähiger Systemansätze
2012	Berkemeier et al. Ford Werke GmbH Deutschland	Strategies to Control Particulate Emissions of Gasoline Direct Injection Engines
<i>Fortsetzung auf der nächsten Seite</i>		

Fortsetzung: Ausgewählte Veröffentlichungen zum Thema Partikelemissionen von Ottomotoren mit Direkteinspritzung zwischen 2010 und 2013

Jahr	Autoren	Titel
2012	Chen et al. Beihang Univ. et al. China	A study of mixture preparation and PM emissions using a direct injection engine fuelled with stoichiometric gasoline/ethanol blends
2012	Bäcker et al. Continental AG Deutschland	Untersuchungen zur Benzindirekteinspritzung vor dem Hintergrund zukünftiger Emissions- und Verbrauchsanforderungen
2012	Fraidl et al. AVL List Gmbh Österreich	Entwicklungsprozess für die Darstellung niedrigster Partikel-Rohemissionen beim direkteinspritzenden Ottomotor
2012	Jochmann et al. Bosch GmbH et al. Deutschland	Minimierung der Partikelemissionen von Ottomotoren mit zentraler Direkteinspritzung durch innovative Injektortechnologien und kombinierten Einsatz von CFD und Motorversuch
2012	Sabathil et al. GM Powertrain Deutschland	Effizienter Einsatz optischer Messtechnik zur Reduzierung der Partikelemissionen am direkteinspritzenden Ottomotor
2012	Schumann et al. KIT Deutschland	The Influence of Injection Pressures of up to 800 bar on Catalyst Heating Operation in Gasoline Direct Injection Engines
2011	Altenschmidt et al. Daimler AG Deutschland	The Spray-Guided Mercedes-Benz Combustion System - Developed not only for Stratified Mode
2011	Peckham et al. Cambustion Ltd. Großbritannien	Study of Particle Number Emissions from a Turbocharged Gasoline Direct Injection (GDI) Engine Including Data from a Fast-Response Particle Size Spectrometer
2011	Piock et al. Delphi Automotive LLP Luxemburg	Strategies Towards Meeting Future Particulate Matter Emission Requirements in Homogeneous Gasoline Direct Injection Engines
2010	Kratzsch et al. IAV GmbH Deutschland	Reducing the Particle Number in DI Gasoline Engines



# Literaturverzeichnis

- [1] ALEIFERIS, P.G. ; ROMUNDE, Z.R. van: An analysis of spray development with iso-octane, n-pentane, gasoline, ethanol and n-butanol from a multi-hole injector under hot fuel conditions. In: *Fuel* 105 (2013), S. 143 – 168. – ISSN 0016-2361
- [2] ALLEN, J. ; HARGRAVE, G.: Fundamental study of in-nozzle fluid flow and its effect on liquid jet break-up in gasoline direct injectors. In: *Proceedings of ILASS-Europe, 16th annual conference on liquid atomisation and spray systems*. Darmstadt, 2000
- [3] ALTENSCHMIDT, F. ; GILDEIN, H. ; SAUTER, W. ; SCHAUPP, U. ; WALTNER, A.: The Spray-Guided Mercedes-Benz Combustion System - Developed not only for Stratified Mode. In: *SIA International Conference And Exhibition, The Spark Ignition Engine Of The Future* Bd. 2011-08. Strasbourg, 2011, S. 1–9
- [4] APPEL, J.: *Numerische Simulation der Rußbildung bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen: Teilchengrößenverteilung und deren statistische Momente*, Universität Karlsruhe (TH), Dissertation, 2000
- [5] AVL LIST GMBH (Hrsg.): *GCA Ladungswechsel- und Verbrennungsanalyse 2011*. v4.3. Graz, 2011
- [6] BADOCK, C. ; WIRTH, R. ; FATH, A. ; LEIPERTZ, A.: Investigation of cavitation in real size diesel injection nozzles. In: *International Journal of Heat and Fluid Flow* 20 (1999), Nr. 5, S. 538 – 544. – ISSN 0142-727X
- [7] BARONE, T. L. ; STOREY, J. M. E. ; YOUNGQUIST, A. D. ; SZYBIST, J. P.: An analysis of direct-injection spark-ignition (DISI) soot morphology. In: *Atmospheric Environment* 49 (2012), S. 268 – 274. – ISSN 1352-2310
- [8] BAUMGARTEN, C.: *Modellierung des Kavitationseinflusses auf den primären Strahlzerfall bei der Hochdruck-Dieseinspritzung*, TU Hannover, Dissertation, 2003
- [9] BECK, H. ; ROTHE, D. ; TYROLLER, C.: Untersuchung des Einflusses der Verdünnung auf die Partikelanzahlmessung. In: *7. Internationales Forum Abgas- und Partikelemissionen*. Ludwigsburg, 2012, S. 172–179
- [10] BECK, H. A.: *Anwendung der photoakustischen Spektroskopie in der Prozess- und Umweltanalytik*, Technische Universität München, Dissertation, 2003

- [11] BEFRUI, B. ; CORBINELLI, G. ; HOFFMANN, G. ; ANDREWS, R. J. ; SANKHALPARA, S. R.: *Cavitation and Hydraulic Flip in the Outward-Opening GDI Injector Valve-Group*. SAE Technical Paper 2009-01-1483. 2009
- [12] BERTSCH, M. ; BECK, K. W. ; SPICHER, U. ; KÖLMEL, A. ; DAWIN, U. C. ; LOCHMANN, H. ; SCHWEIGER, S.: *Influence of the Alcohol Type and Concentration in Alcohol-Blended Fuels on the Combustion and Emission of Small Two-Stroke SI Engines*. SAE Technical Paper 2012-32-0038. 2012
- [13] BINDE, A.: *Potenzialanalyse räumlich getrennter Einspritzstrategien im Dieselmotor hinsichtlich Schadstoffemissionen und Verbrennungsgeräusch*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation, 2013
- [14] BLESSING, M.: *Untersuchung und Charakterisierung von Zerstäubung, Strahl- ausbreitung und Gemischbildung aktueller Dieseldirekteinspritzsysteme*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2004
- [15] BOCKHORN, H. (Hrsg.): *Soot Formation in Combustion: Mechanics and Models*. Springer Verlag, 1994. – ISBN 978-3-642-85169-8
- [16] BOEHMAN, A. L. ; SONG, J. ; ALAM, M.: Impact of Biodiesel Blending on Diesel Soot and the Regeneration of Particulate Filters. In: *Energy & Fuels* 19 (2005), Nr. 5, S. 1857–1864
- [17] BREDOW, R. ; CZIESCHE, D. ; HACKENBROCH, V. ; HAWRANEK, D. ; KNAUER, S. ; SONTHEIMER, M.: Die unsichtbare Gefahr. In: *Der Spiegel* 14 (2005), S. 78–94
- [18] BREIMER, L. H.: Molecular mechanisms of oxygen radical carcinogenesis and mutagenesis: the role of DNA base damage. In: *Molecular Carcinogenesis* 3 (1990), S. 188–197
- [19] BRUCH, J. ; REHN, B.: Zeil- und molekularbiologische Untersuchungen zur DNS-schädigenden Wirkung Rußkerns in einem Multi- Dose-Modell zur Erfassung von Dosis-Schwellwerten. In: *FAT-Schriftreihe 187, Verband der Automobilindustrie* (2005)
- [20] BÜCKER, I. ; KARHOFF, D.-C. ; KLAAS, M. ; SCHRÖDER, W.: *Engine In-Cylinder Flow Control via Variable Intake Valve Timing*. SAE Technical Paper 2013-24-0055. 2013
- [21] 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
- [22] BUSECK, P. R. ; PÓSFAL, M.: Airbone minerals and related aerosol particles: Effects on climate and the environment. In: *The National Academy of Science of the USA* Bd. 96, 1999, S. 3372–3379

- [23] CESARONI, G. ; FORASTIERE, F. ; STAFOGGIA, M. ; ANDERSEN, Z. J. ; BANDALONI, C. ; BEELEN, R. u. a.: Long term exposure to ambient air pollution and incidence of acute coronary events : prospective cohort study and meta-analysis in 11 European cohorts from the ESCAPE Project. In: *BMJ* 348 (2014)
- [24] CHEN, Y. ; SHAH, N. ; BRAUN, A. ; HUGGINS, F. E. ; HUFFMAN, G. P.: Electron microscopy investigation of carbonaceous particulate matter generated by combustion of fossil fuels. In: *Energy & Fuels* 19 (2005), S. 1644–1651
- [25] CHENG, A. S. ; DIBBLE, R. W. ; BUCHHOLZ, B. A.: *The Effect of Oxygenates on Diesel Engine Particulate Matter*. SAE Technical Paper 2002-01-1705. 2002
- [26] CROOKES, R. J. ; SIVALINGAM, G. ; NAZHA, M. A. A. ; RAJAKARUNA, H.: Prediction and measurement of soot particulate formation in a confined diesel fuel spray-flame at 2.1MPa. In: *International Journal of Thermal Sciences* 42 (2003), Nr. 7, S. 639–646. – ISSN 1290-0729
- [27] DAGEFÖRDE, H. ; KOCH, T. ; BECK, K. W. ; SPICHER, U.: Influence of Fuel Composition on Exhaust Emissions of a DISI Engine during Catalyst Heating Operation. In: *SAE Int. J. Fuels Lubr.* 6 (2013), Nr. 3, S. 627–640
- [28] DAGEFÖRDE, H. ; KUBACH, H. ; SPICHER, U.: Zwischenbericht über das Vorhaben Nr. 1046 - Untersuchung von Maßnahmen zur Reduktion der Partikel-Anzahlemissionen bei Otto-DI-Motoren. In: *Informationstagung Motoren - Frühjahrstagung Forschungsvereinigung für Verbrennungskraftmaschinen, Heft R558* (2012)
- [29] DISCH, C. ; KUBACH, H. ; SPICHER, U. ; PFEIL, J. ; ALTENSCHMIDT, F. ; SCHAUPP, U.: *Investigations of Spray-Induced Vortex Structures during Multiple Injections of a DISI Engine in Stratified Operation Using High-Speed-PIV*. SAE Technical Paper 2013-01-0563. 2013
- [30] DRAKE, M. C. ; FANSLER, T. D. ; SOLOMON, A. S. ; SZEKELY, G. A.: *Piston Fuel Films as a Source of Smoke and Hydrocarbon Emissions from a Wall-Controlled Spark-Ignited Direct-Injection Engine*. SAE Technical Paper 2003-01-0547. 2003
- [31] DRISCOLL, K. E. ; CARTER, J. M. ; HOWARD, B. W. ; HASSENBEIN, D. G. ; PEPELKO, W. ; BAGGS, R. B. u. a.: Pulmonary inflammatory, chemokine and mutagenic responses in rats after subchronic inhalation of carbon black. In: *Toxicol. Appl. Pharmacol.* 136 (1996), S. 372–380
- [32] DUMONT, N. ; SIMONIN, O. ; HABCHI, C.: Cavitating Flow in Diesel Injectors and Atomization: a Bibliographical Review. In: *8th International Congress on Liquid Atomization and Spray Systems*. Pasadena, USA, 2000
- [33] DURST, F. ; HANDTMANN, A. ; WEBER, M. ; SCHMID, F.: Injektoren mit Doppelstrahldüsen für Ottomotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* 73 (2012), Nr. 6, S. 484–491

- [34] EASTWOOD, P.: *Particulate Emissions from Vehicles*. SAE International, 2008. – ISBN 9780470724552
- [35] EICHMEIER, J.: *Kombinierte Verbrennung brennraumintern gemischter Kraftstoffe mit unterschiedlichen Zündwilligkeiten untersucht am Beispiel von Diesel und Benzin*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation, 2012
- [36] ENG, J. A.: *The Effect of Spark Retard on Engine-out Hydrocarbon Emissions*. SAE Technical Paper 2005-01-3867. 2005
- [37] ERICSSON, P. ; SAMSON, A.: *Characterization of Particulate Emissions Propagating in the Exhaust Line for Spark Ignited Engines*. SAE Technical Paper 2009-01-2654. 2009
- [38] EUROPÄISCHES PARLAMENT UND RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: *Richtlinie 1999/30/EG des Rates vom 22. April 1999 über Grenzwerte für Schwefeldioxid, Stickstoffdioxid und Stickstoffoxide, Partikel und Blei in der Luft*. Amtsblatt der Europäischen Union L163/29. Juni 1999
- [39] FATH, A. ; MUNCH, K.-U. ; LEIPERTZ, A.: Spray Break-Up Process of Diesel Fuel Investigated Close to the Nozzle. In: *International Journal of Fluid Mechanics Research* 24 (1997), Nr. 1-3, S. 251–260
- [40] FILLEUL, L. ; RONDEAU, V. ; VANDENTORREN, S. ; LE MOUAL, N. ; CANTAGREL, A. ; ANNESI-MAESANO, I. u. a.: Twenty five year mortality and air pollution: results from the French PAARC survey. In: *Occupational and Environmental Medicine* 62 (2005), S. 453–460
- [41] FINGER, D. ; KELLER, M. ; SCHÄFFELER, U.: Einsatzfelder und Nutzen des Alkylatbenzins - Ein Lagebericht / INFRAS. ZÜRICH, 2008. – Forschungsbericht
- [42] FLOYD, R. A.: The role of 8-hydroxyguanine in carcinogenesis. In: *Molecular Carcinogenesis* 11 (1990), S. 1447–1450
- [43] FRAIDL, K. ; HIRSCH, A. ; KAPUS, P. E. ; OGRIS, M. ; PHILIPP, H. ; VIDMAR, K.: Entwicklungsprozess für die Darstellung niedrigster Partikel-Rohemissionen beim direkteinspritzenden Ottomotor. In: *7. Internationales Forum Abgas- und Partikelemissionen*. Ludwigsburg, 2012, S. 10–21
- [44] GALLAGHER, J. ; SAMS II, R. ; INMON, J. ; GELEIN, R. ; ELDER, A. ; OBERDÖRSTER, G. u. a.: Formation of 8-oxo-7,8-dihydro-2-deoxyguanosine in rat lung DNA following subchronic inhalation of carbon black. In: *Toxicol. Appl. Pharmacol.* 190 (2003), Nr. 3, S. 224–231
- [45] GEBHARD, P.: *Zerfall und Verdampfung von Einspritzstrahlen aus lamellenbildenden Düsen*, Technische Universität München, Dissertation, 1996
- [46] GILLE, M.: *Untersuchungen zum spektralen Emissionsverhalten motorischer Flammen*, Universität Karlsruhe (TH), Diplomarbeit, 1999

- [47] GILLES-BIRTH, I. ; BERNHARDT, S. ; SPICHER, U. ; RECHS, M.: *A Study of the In-Nozzle Flow Characteristic of Valve Covered Orifice Nozzles for Gasoline Direct Injection*. SAE Technical Paper 2005-01-3684. 2005
- [48] GNIFFKE, P. (Hrsg.): *Nationale Trendtabellen für die deutsche Berichterstattung atmosphärischer Emissionen von 1990 bis 2011*. Umweltbundesamt, 2012
- [49] GOLOMB, P. ; BRZEZANSKI, M.: *Einige Probleme der Partikelemission aus Benzin- und Dieselmotoren / Wydaqnictwo Politechniki Krakowskiej*. Krakau, 2008. – Forschungsbericht
- [50] GOTTSCHALK, W. ; KIRSTEIN, G. ; MAGNOR, O. ; SCHULTALBERS, M. ; WETTEN, R.: *Investigations on a Catalyst Heating Strategy by Variable Valve Train for SI Engines*. In: *SAE Int. J. Engines* 5 (2012), Nr. 3, S. 1177–1200
- [51] GREIM, H.: *Stellungnahme des EUGT Forschungsbeirates zum Beitrag der IARC 2012: Neu-Einstufung von Dieselmotorabgasen als eindeutig krebserzeugend beim Menschen*. 2012
- [52] GROB, A.: *Rohemissionsreduktion und Abgasnachbehandlungskonzepte an Hochleistungs-Ottomotoren mit Direkteinspritzung*, Universität Karlsruhe (TH), Dissertation, 2007
- [53] GSTREIN, W.: *Ein Beitrag zur spektroskopischen Flammentemperaturmessung bei Dieselmotoren*, Technische Universität Graz, Dissertation, 1986
- [54] HEINRICHS, H.-J.: *Untersuchungen zur Strahlausbreitung und Gemischbildung bei kleinen direkteinspritzenden Dieselmotoren*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 1986
- [55] HENSELER, S.: *Charakterisierung des Einlasssystems des Aerodyne Aerosolmassenspektrometers AMS*, Johannes Gutenberg-Universität Mainz, Diplomarbeit, 2003
- [56] HENZINGER, R. ; KAMMERSTETTER, H. ; RADKE, F. B. ; WERNER, M.: *Neue Messtechnik für Direkteinspritzsysteme von Diesel- und Ottomotoren*. In: *Motortechnische Zeitschrift* 67 (2006), Nr. 7-8, S. 524–529. – ISSN 0024-8525
- [57] HERTLER, D.: *Partikelemission von Ottomotoren mit Direkteinspritzung: Experimentelle Charakterisierung des Einflusses der Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung*, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2012
- [58] HINDS, W. C.: *Aerosol Technology - Properties, Behavior and Measurement of Airborne Particles*. John Wiley & Sons, Inc., 1999. – ISBN 978-0-471-19410-1
- [59] HIROYASU, H.: *Spray break-up mechanisms from the hole-type nozzle and its applications*. In: *Atomization and Sprays* 10 (2000), Nr. 3-5, S. 511–527

- [60] HOPP, M.: *Untersuchung der Rußoxidation unter dieselmotorischen Randbedingungen*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 2001
- [61] HULLMANN, M.: *Evaluation of the effects of inhaled nanoparticles on the central nervous system of mice*, Heinrich-Heine-Universität Düsseldorf, Dissertation, 2012
- [62] HUNZINGER, M. ; SCHWENGER, C. ; VELJI, A. ; SPICHER, U.: Zyklusaufgelöste Visualisierung der Brennrauminnenströmung , Einspritzung , Zündung und Flammenausbreitung mittels einer CMOS High-Speed Kamera. In: *5. Tagung Optisches Indizieren*. München, 2006
- [63] HURT, R. H. ; CRAWFORD, G. P. ; SHIM, H.-S.: Equilibrium Nanostructure of Primary Soot Particles. In: *Proceedings of Combustion Institute* 28 (2000), S. 2539–2546
- [64] IYAMA, A. ; ITOH, T. ; MURANAKA, S. ; TAKAGI, Y.: Realization of high power and low fuel consumption with low exhaust emissions in a direct-injection gasoline engine. In: *Proceedings of the Global Powertrain Congress*. Warren (Michigan), USA, 1998, S. 76–88
- [65] IORIO, S. D. ; LAZZARO, M. ; SEMENTA, P. ; VAGLIECO, B. M. ; CATAPANO, F. ; FEDERICO, N.: *Particle Size Distributions from a DI High Performance SI Engine Fuelled with Gasoline-Ethanol Blended Fuels*. SAE Technical Paper 2011-24-0211. 2011
- [66] ISHIGURO, T. ; SUZUKI, N. ; FUJITANI, Y. ; MORIMOTO, H.: Microstructural changes of diesel soot during oxidation. In: *Combustion and Flame* 85 (1991), Nr. 1-2, S. 1–6
- [67] ISHIGURO, T. ; TAKATORI, Y. ; AKIHAMA, K.: Microstructure of diesel soot particles probed by electron microscopy: First observation of inner core and outer shell. In: *Combustion and Flame* 108 (1997), S. 231–234
- [68] JAHN, R.: Ultrafeinstaub überwindet alle Grenzen. In: *Schweizerischer Nationalfonds* Dezember (2006), S. 14–15
- [69] JERRETT, M. ; BURNETT, R. T. ; MA, R. ; POPE, C. A. ; KREWSKI, D. ; NEWBOLD, K. B. u. a.: Spatial Analysis of Air Pollution and Mortality in Los Angeles. In: *Epidemiology* 16 (2005), Nr. 6, S. 727–736. – ISSN 1044-3983
- [70] JIANWEN, Y. ; ZHIYU, H. ; NIZAR, T.: *Fuel-Air Mixing Homogeneity and Performance Improvements of a Stratified-Charge DISI Combustion System*. SAE Technical Paper 2002-01-2656. 2002

- [71] JIMENEZ, J. L. ; BAHREINI, R. ; COCKER III, D. R. ; ZHUANG, H. ; VARUTBANGKUL, V. ; FLAGAN, R. C. u. a.: New particle formation from photooxidation of diiodomethane (CH<sub>2</sub>I<sub>2</sub>). In: *Journal of Geophysical Research* 108 (2003), Nr. D10. – ISSN 0148-0227
- [72] JIN, C. ; YAO, M. ; LIU, H. ; LEE, C. F. ; JI, J.: Progress in the production and application of n-butanol as a biofuel. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011), Nr. 8, S. 4080–4106. – ISSN 13640321
- [73] JOCHMANN, P. ; KÖPPLE, F. ; STORCH, A. ; KUFFERATH, A. ; DURST, B. ; HUSSMANN, B. u. a.: Minimierung der Partikelemissionen von Ottomotoren mit zentraler Direkteinspritzung durch innovative Injektortechnologien und kombinierten Einsatz von CFD und Motorversuch. In: *10. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik*. Baden-Baden, 2012, S. 266–279
- [74] JOHNSTON, C. J. ; DRISCOLL, K. E. ; FINKELSTEIN, J. N. ; BAGGS, R. ; O'REILLY, M. A. ; CARTER, J. ; GELEIN, R. ; OBERDORSTER, G.: Pulmonary chemokine and mutagenic responses in rats after subchronic inhalation of amorphous and crystalline silica. In: *Toxicological Sciences* 56 (2000), Nr. 2, S. 404–413
- [75] JÖRGL, H.: *Partikelzählung nach PMP, eine kritische Betrachtung*, Technische Universität Graz, Diplomarbeit, 2008
- [76] KANNAPIN, O. ; GUSKE, T. ; PREISNER, M. ; KRATZSCH, M.: Partikelreduktion - Neue Herausforderung für Ottomotoren mit Direkteinspritzung. In: *Motortechnische Zeitschrift* 71 (2010), Nr. 11, S. 776–781
- [77] KHALEK, I. ; BOUGHER, T. ; JETTER, J.: Particle Emissions from a 2009 Gasoline Direct Injection Engine Using Different Commercially Available Fuels. In: *SAE Int. J. Fuels Lubr.* 3 (2010), Nr. 2, S. 623 – 637
- [78] KIEFER, S. ; KUHLMANN, I. ; SCHWALFENBERG, G. ; VOGT, A. ; ZUCHT, M.: Das Feinstaub Gespenst (Titelbild). In: *Der Spiegel* 14 (2005)
- [79] KITTELSON, D. B.: Engines and Nanoparticles: A Review. In: *Journal of Aerosol Science* 29 (1998), Nr. 5, S. 575–588
- [80] KITTELSON, D. B.: Ultrafine Particle Emission & Control Strategies. In: *Conference on Ultrafine Particles: The Science, Technology, and Policy Issues*. Los Angeles, 2006
- [81] KITTELSON, D. B. ; PATWARDHAN, U. ; ZARLING, D. ; GLADIS, D. ; WATTS, W.: Issues associated with measuring nothing or almost nothing: Real-time Measurements of Metallic Ash Emissions from Engines. In: *Cambridge Particle Meeting*. Cambridge, 2013

- [82] KNAUER, M.: *Struktur-Reaktivitäts-Korrelation von Dieseleruß und Charakterisierung von PAHs und Carbonylen im Abgas von Biokraftstoffen*, Technischen Universität München, Dissertation, 2009
- [83] KNAUER, M. ; SCHUSTER, M. E. ; SU, D. ; SCHLÖGL, R. ; NIESSNER, R. ; IVLEVA, N. P.: Soot structure and reactivity analysis by Raman microspectroscopy, temperature-programmed oxidation, and high-resolution transmission electron microscopy. In: *The Journal of Physical Chemistry A* 113 (2009), Nr. 50, S. 13871–13880
- [84] KNEIFEL, A.: *Hochdruckeinspritzung als Möglichkeit zur Kraftstoffverbrauchs- und Abgasemissionsreduzierung bei einem Ottomotor mit strahlgeführten Brennvorgängen*, Universität Karlsruhe (TH), Dissertation, 2008
- [85] KONIECZNY, R. ; BRÜCK, R. ; ZALDUA-MORENO, N.: Die Herausforderung der zukünftigen Partikelanzahlgrenzwerte; Partikelentstehung und Partikelreduktion. In: *6. Internationales Forum Abgas- und Partikel-Emissionen*. Ludwigsburg, 2010
- [86] KRÜGER, C.: *Validierung eines 1D-Spraymodells zur Simulation der Gemischbildung in direkteinspritzenden Dieselmotoren*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 2001
- [87] KUFFERATH, A. ; BERNS, S. ; HAMMER, J. ; BUSCH, R. ; FRANK, M. ; STORCH, A.: EU6 als Herausforderung für die Benzindirekteinspritzung - Eine Bewertung zukunftsfähiger Systemansätze. In: *33. Internationales Wiener Motorensymposium*, 2012, S. 248–270
- [88] LANDESAMT FÜR NATUR, UMWELT UND VERBRAUCHERSCHUTZ NORDRHEIN-WESTFALEN: *Gesundheitliche Wirkungen von Feinstaub und Stickstoffdioxid im Zusammenhang mit der Luftreinhalteplanung*. 2010. – Forschungsbericht
- [89] LAPUERTA, M. ; MARTOS, F. J. ; HERREROS, J. M.: Effect of engine operating conditions on the size of primary particles composing diesel soot agglomerates. In: *Journal of Aerosol Science* 38 (2007), Nr. 4, S. 455–466. – ISSN 00218502
- [90] LEACH, F. ; STONE, R. ; RICHARDSON, D.: The Effect of Fuel Volatility and Aromatic Content on Particulate Emissions. In: *Cambridge Particle Meeting*. Cambridge, 2012
- [91] LEE, K. ; SEONG, H. ; CHURCH, W. ; MCCONNELL, S.: Examination of Particulate Emissions from Alcohol Blended Fuel Combustion in a Gasoline Direct Injection Engine. In: *The 8th International Conference on Modeling and Diagnostics for Advanced Engine Systems (COMODIA 2012)*. Fukuoka, Japan, 2012, S. 305–310



- [92] LEE, K. O. ; COLE, R. ; SEKAR, R. ; CHOI, M. Y. ; KANG, J. S. ; BAE, C. S. ; SHIN, H. D.: Morphological investigation of the microstructure, dimensions, and fractal geometry of diesel particulates. In: *Proceedings of the Combustion Institute* 29 (2002), S. 647–653
- [93] LEE, K. O. ; SEONG, H. ; SAKAI, S. ; HAGEMAN, M. ; ROTHAMER, D.: *Detailed Morphological Properties of Nanoparticles from Gasoline Direct Injection Engine Combustion of Ethanol Blends*. SAE Technical Paper 2013-24-0185. 2013
- [94] LEFEBVRE, A.: *Atomization and Sprays*. New York : Hemisphere Publishing Corp, 1989
- [95] LENZ, H. P.: *Gemischbildung bei Ottomotoren*. Berlin, New York : Springer Verlag, 1990. – ISBN 978-3709137659
- [96] LIPKEA, W. H. ; JOHNSON, J. H. ; VUK, C. T.: *The physical and chemical character of diesel particulate emissions - measurement techniques and fundamental considerations*. SAE paper 780108. 1978
- [97] LU, T. ; CHEUNG, C. S. ; HUANG, Z.: Effects of engine operating conditions on the size and nanostructure of diesel particles. In: *Journal of Aerosol Science* 47 (2012), Mai, S. 27–38. – ISSN 00218502
- [98] MAIER, T. ; KIWULL, B.: Abschlussbericht zum Vorhaben Nr. 1073 “PN-Messverfahren” - Untersuchung und Bewertung verschiedener Methoden der Partikelanzahl Messung / Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV) e.V. 2013. – Forschungsbericht
- [99] MANSOURI, S. H. ; HEYWOOD, J. B. ; RADHAKRISHNAN, K.: *Divided-Chamber Diesel Engine, Part 1: A Cycle-Simulation which predicts Performance and Emissions*. SAE paper 820273. 1982
- [100] MANSUROV, Z. A.: Soot Formation in Combustion Processes (Review). In: *Combustion, Explosion and Shock Waves* 41 (2005), Nr. 6, S. 727–744
- [101] MATOUSEK, T. ; DAGEFÖRDE, H. ; BERTSCH, M.: Influence of Injection Pressures up to 300 bar on Particle Emissions in a GDI-Engine. In: *17th ETH-Conference on Combustion Generated Nanoparticles*. Zürich, 2013
- [102] 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
- [103] MAYER, A.: Particles - Particulate Matter, Particle-Traps, Aerosols Measuring Instruments and Measuring Techniques. 2001. – Forschungsbericht
- [104] MAYER, K.: *Pyrometrische Untersuchung der Verbrennung in Motoren mit Common-Rail-Direkteinspritzung mittels einer erweiterten Zwei-Farben-Methode*, Universität Karlsruhe (TH), Dissertation, 2000

- [105] MAYER, K. ; SPICHER, U.: Optical Investigations on Combustion in a DI Diesel Engine with an Endoscopic System and the Two-Color Method. In: *ASME ICE Technical Conference*. San Antonio, 2000
- [106] McDONNELL, W. F. ; NISHINO-ISHIKAWA, N. ; PETERSEN, F. F. ; CHEN, L. H. ; ABBEY, D. E.: Relationships of mortality with the fine and coarse fractions of long-term ambient PM10 concentrations in nonsmokers. In: *Journal of Exposure Analysis and environmental epidemiology* 10 (2000), Nr. 5, S. 427–436
- [107] MCMURRY, P. H. ; WANG, X. ; PARK, K. ; EHARA, K.: The Relationship between Mass and Mobility for Atmospheric Particles: A New Technique for Measuring Particle Density. In: *Aerosol Science and Technology* 36 (2002), Nr. 2, S. 227–238. – ISSN 0278-6826
- [108] MERKEL, S. ; NAUWERCK, A. ; HUNZINGER, M. ; HENSEL, S. ; VELJI, A. ; SPICHER, U.: Turbulent flame propagation during lean combustion in DI-gasoline engines. In: *ERCOFTAC bulletin* 64 (2005), Nr. 3
- [109] MERTENS, J.: *Auslegung, Entwicklung und Validierung der Zwei-Farben-Methode für zweidimensionale Betrachtungen*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Diplomarbeit, 2012
- [110] MESSERER, A.: *Rußpartikeldeposition und -oxidation in Katalysatoren für Nutzfahrzeuge*. Düsseldorf : VDI Verlag, 2006
- [111] MESSERER, A. ; NIESSNER, R. ; PÖSCHL, U.: Comprehensive kinetic characterization of the oxidation and gasification of model and real diesel soot by nitrogen oxides and oxygen under engine exhaust conditions: measurement, Langmuir-Hinshelwood and Arrhenius parameters. In: *Carbon* 44 (2006), Nr. 2, S. 307–324
- [112] MIKLAUTSCHITSCH, M.: *Niedrigstmissionskonzept auf Basis eines abgasturboaufgeladenen Ottomotors mit Direkteinspritzung, vollvariablem Ventiltrieb und Sekundärlufteinblasung*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation, 2011
- [113] NEHLS, P. ; SEILER, F. ; REHN, B. ; GREFERATH, R. ; BRUCH, J.: Formation and persistence of 8-oxoguanine in rat lung cells as an important deterrent for tumor formation following particle exposure. In: *Environmental health perspective* 105 (1997), Nr. 5, S. 1291–1296
- [114] NEL, A. ; XIA, T. ; MADLER, L. ; LI, N.: Toxic Potential of Materials at the Nanolevel. In: *Science* 311 (2006), S. 622–627
- [115] OHNESORGE, W.: Die Bildung von Tropfen an Düsen und die Auflösung flüssiger Strahlen. In: *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik* 16 (1936), S. 355–358

- [116] OSSWALD, P. ; GÜLDENBERG, H. ; KOHSE-HÖINGHAUS, K. ; YANG, B. ; YUAN, T. ; QI, F.: Combustion of butanol isomers - A detailed molecular beam mass spectrometry investigation of their flame chemistry. In: *Combustion and Flame* 158 (2011), Nr. 1, S. 2–15. – ISSN 00102180
- [117] OTTO, K. ; SIEG, M. ; ZINBO, M. ; BARTOSIEWICZ, L.: *The oxidation of soot deposits from diesel engines*. SAE Technical Paper 800336. 1980
- [118] PALAVEEV, S. ; MAGAR, M. ; DISCH, C. ; SCHIESSL, R. ; KUBACH, H. ; MAAS, U. u. a.: Experimentelle und numerische Untersuchungen von intermittierenden Vorentflammungsserien in aufgeladenen Ottomotoren. In: *4. Internationale Fachtagung Ottomotorisches Klopfen*. Berlin, 2013
- [119] PARSONS, C. A. ; COOK, S. S.: Investigations into the Causes of Corrosion or Erosion of Propellers. In: *Transactions of the Royal Institution of Naval Architects* 61 (1919), S. 223–247
- [120] PENTTINEN, P. ; TIMONEN, K. L. ; TIITTANEN, P. ; MIRME, A. ; RUUSKANEN, J. ; PEKKANEN, J.: Ultrafine particles in urban air and respiratory health among adult asthmatics. In: *The european respiratory journal* 17 (2001), Nr. 3, S. 428–435
- [121] 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
- [122] PIOCK, W. F. ; BERNDORFER, A. ; HOFFMANN, G. ; SALEMI, P. ; FUSSHOELLER, B.: Strategies Towards Meeting Future Particulate Matter Emission Requirements in Homogeneous Gasoline Direct Injection Engines. In: *SAE International Journal of Engines* 4 (2011), Nr. 1, S. 1455–1468
- [123] PISCHINGER, A. ; PISCHINGER, R.: Der Einfluss der Wand bei der Verbrennung eines Kraftstoffstrahls in einem Luftwirbel. In: *Motortechnische Zeitschrift* 20 (1959)
- [124] POPE, C. A. ; BURNETT, R. T. ; THURSTON, G. D. ; THUN, M. J. ; CALLE, E. E. ; KREWSKI, D. u. a.: Cardiovascular mortality and long-term exposure to particulate air pollution: epidemiological evidence of general pathophysiological pathways of disease. In: *Circulation* 109 (2004), Nr. 1, S. 71–77. – ISSN 1524-4539
- [125] PORTER, C. ; STRAIF, K. ; WILD, C. ; TALLAA, L. ; GAUDIN, N. ; CHAIB, F.: IARC: Diesel Engine Exhaust Carcinogenic / World Health Organization. 2012 (11). – Forschungsbericht. – ISSN 1460-2105
- [126] PÓSFAL, M. ; ANDERSON, J. R. ; BUSECK, P. R.: Soot and sulfate aerosol particles in the remote marine troposphere. In: *Journal of Geophysical Research* 104 (1999), S. 21685–21693

- [127] POULOS, S. G.: *The Effect of Combustion Chamber Geometry on S.I. Engine Combustion Rates - A Modeling Study*, Massachusetts Institute of Technology, Thesis, 1982
- [128] RECK, T.: *Experimentelle Untersuchung der Einflussgrößen zur Minimierung der Partikelrohmissionen bei Benzindirekteinspritzung*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation, 2013
- [129] REGALBUTO, C. ; PENNISI, M. ; WIGG, B. ; KYRITSIS, D.: *Experimental Investigation of Butanol Isomer Combustion in Spark Ignition Engines*. SAE Technical Paper 2012-01-127. 2012
- [130] REHN, B. ; SEILER, F. ; REHN, S. ; BRUCH, J. ; MAIER, M.: Investigations on the inflammatory and genotoxic lung effects of two types of titanium dioxide: untreated and surface treated. In: *Toxicol. Appl. Pharmacol.* 189 (2003), S. 84–95
- [131] ROBERT BOSCH GMBH (Hrsg.): *Ottomotor-Management: Systeme und Komponenten*. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2005
- [132] ROLLER, M.: *Untersuchungen zur krebserzeugenden Wirkung von Nanopartikeln und anderen Stäuben*. Dortmund : Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin, 2008. – ISBN 9783882610697
- [133] ROTHE, D.: *Physikalische und chemische Charakterisierung der Rußpartikelemission von Nutzfahrzeugdieselmotoren und Methoden zur Emissionsminderung*, Technischen Universität München, Dissertation, 2006
- [134] ROTHENWÖHRER, M.: *Einfluss thermodynamisch metastabiler Zustände auf den Zerfall und das Mischverhalten von Flüssigkeitsstrahlen*, Technische Universität München, Dissertation, 2004
- [135] RUSCHEL, Y.: *Größenverteilung und Zusammensetzung von Dieseldieselrußpartikeln beim Einsatz von Biodiesel im Vergleich zu unterschiedlichen Dieseldieselkraftstoffen*, Technischen Universität Carolo-Wilhelmina, Braunschweig, Dissertation, 2010
- [136] SABATHIL, D. ; SCHAFFNER, P. ; KÖNIGSTEIN, A.: Effizienter Einsatz optischer Messtechnik zur Reduzierung der Partikelemissionen am direkteinspritzenden Ottomotor. In: *10. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik*. Baden-Baden, 2012, S. 251–265
- [137] SCHAUER, C. ; NIESSNER, R. ; PÖSCHL, U.: Analysis of nitrated polycyclic aromatic hydrocarbons by liquid chromatography with fluorescence and mass spectrometry detection: air particulate matter, soot, and reaction product studies. In: *Analytical and bioanalytical chemistry* 378 (2004), Nr. 3, S. 725–736
- [138] SCHLÖGL, R.: Zum Mechanismus der Oxidation von elementarem Kohlenstoff mit Sauerstoff. In: *Chemie in unserer Zeit* 28 (1994), S. 166–179

- [139] SCHMALZING, C.-O.: *Theoretische und experimentelle Untersuchung zum Strahlausbreitungs- und Verdampfungsverhalten aktueller Diesel-Einspritzsysteme*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2001
- [140] SCHMID, P.: *Untersuchung der gravimetrischen Messtechnik im Hinblick auf zukünftige Abgasgrenzwerte*, Technische Hochschule Darmstadt, Dissertation, 1996
- [141] SCHMIDT, D. P. ; CORRADINI, M. L.: The internal flow of diesel fuel injector nozzles: A review. In: *International Journal of Engine Research* 2 (2001), Nr. 1, S. 1–22
- [142] SCHMIDT, S. ; TRATTNER, A. ; ABART, M. ; SCHÖGL, O. ; KIRCHBERGER, R. ; EICHLSEDER, H.: Einfluss des Hub-Bohrungsverhältnisses und der Einlasskanalgeometrie auf Ladungsbewegung und Gemischbildung bei BDE-Ottomotoren. In: *9. Internationalen Symposium für Verbrennungsdiagnostik*, 2010, S. 6–19
- [143] SCHÖN, C.: *Untersuchung der Verbrennung in einem Wirbelkammer-Dieselmotor mit Hilfe der Lichtleitermeßtechnik*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 1991
- [144] SCHROPP, P. P.: *Optische Methoden zur Bewertung des Kolbenwandfilms in Benzinmotoren mit Direkteinspritzung*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Diplomarbeit, 2013
- [145] SCHUMANN, F. ; BURI, S. ; KUBACH, H. ; SPICHER, U. ; HALL, M. J.: Untersuchung zur Partikelemission bei Benzin-Direkteinspritzung mit Einspritzdrücken bis 1000 bar. In: *19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 2010
- [146] 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: *The 8th International Conference on Modeling and Diagnostics for Advanced Engine Systems (COMODIA 2012)*. Fukuoka, Japan, 2012, S. 603 – 608
- [147] SCHWENGER, C. ; HUNZINGER, M. ; VELJI, A. ; SPICHER, U. ; ALTENSCHMIDT, F. ; SCHAUPP, U.: *Diesel- und Benzindirekteinspritzung IV*. Kap. High-Speed-Visualisierung der Einspritzung, Zündung und Flammenausbreitung in einem Einhubtriebwerk mit strahlgeführtem Brennverfahren und Piezo-Einspritztechnik, S. 299–319. Berlin : Expert Verlag, 2006
- [148] SEHLSTEDT, M. ; FORSBERG, B. ; WESTERHOLM, R. ; BOMAN, C. ; SANDSTRÖM, T.: The Role of Particle Size and Chemical Composition for Health Risks of Exposure to Traffic Related Aerosols - A Review of the Current Literature / Department of Respiratory Medicine and Allergy et al. Umea and Stockholm, 2007. – Forschungsbericht
- [149] SEONG, H. ; LEE, K. ; CHOI, S.: *Effects of Engine Operating Parameters on Morphology of Particulates from a Gasoline Direct Injection (GDI) Engine*. SAE Technical Paper 2013-01-2574. 2013

- [150] SEONG, H. ; LEE, K. ; CHOI, S. ; ADAMS, C. ; FOSTER, D.: *Characterization of Particulate Morphology, Nanostructures, and Sizes in Low-Temperature Combustion with Biofuels*. SAE Technical Paper 2012-01-0441. 2012
- [151] SERRAS-PEREIRA, J. ; ROMUNDE, Z. van ; ALEIFERIS, P.G. ; RICHARDSON, D. ; WALLACE, S. ; CRACKNELL, R.F.: Cavitation, primary break-up and flash boiling of gasoline, iso-octane and n-pentane with a real-size optical direct-injection nozzle. In: *Fuel* 89 (2010), Nr. 9, S. 2592–2607
- [152] SETIABUDI, A. ; MAKKEE, M. ; MOULIJN, J. A.: The role of NO<sub>2</sub> and O<sub>2</sub> in the accelerated combustion of soot in diesel exhaust gases. In: *Applied Catalysis B: Environmental* 50 (2004), Nr. 3, S. 185–194
- [153] SHUKLA, A. ; TIMBLIN, C. ; BERUBE, K. ; GORDON, T. ; MCKINNEY, W. ; DRISCOLL, K. u. a.: Inhaled particulate matter causes expression of nuclear factor (NF)-kappaB-related genes and oxidant-dependent NF-kappaB activation in vitro. In: *American journal of respiratory cell and molecular biology* 23 (2000), Nr. 2, S. 182–187
- [154] SILVERMAN, D. T. ; SAMANIC, C. M. ; LUBIN, J. H. ; BLAIR, A. E. ; STEWART, P. u. a.: The Diesel Exhaust in Miners study: a nested case-control study of lung cancer and diesel exhaust. In: *Journal of the National Cancer Institute* 104 (2012), Nr. 11, S. 855–868. – ISSN 1460-2105
- [155] SMOLUCHOWSKI, M.: Zur kinetischen Theorie der Brownschen Molekularbewegung und der Suspension. In: *Annalen der Physik* 326 (1906), Nr. 14, S. 25
- [156] SOEWONO, A. ; ROGAK, S.: *Morphology and Microstructure of Engine-Emitted Particulates*. SAE Technical Paper 2009-01-1906. 2009
- [157] SONG, J. ; LEE, K.: *Fuel Property Impacts on Diesel Particulate Morphology, Nanostructures, and NO<sub>x</sub> Emissions*. SAE Technical Paper 2007-01-0129. 2007
- [158] SOTERIOU, C. ; ANDREWS, R. ; SMITH, M.: *Further studies of cavitation and atomization in diesel injection*. SAE Technical Paper 1999-01-1486. 1999
- [159] SPICHER, U.: *Untersuchungen über die räumliche Ausbreitung und das Erlöschen der Flamme bei der ottomotorischen Verbrennung*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 1982
- [160] SPICHER, U.: Die strahlgeführte Direkteinspritzung als Zukunftskonzept für Ottomotoren. In: *MTZ-Konferenz Motor 2006 - Der Antrieb von morgen*. Vieweg, 2006, S. 125–140
- [161] SPICHER, U.: Hat der Verbrennungsmotor eine Zukunft? In: *10. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik*. Baden-Baden, 2012
- [162] SPICHER, U. ; DAHNZ, C. ; HAN, K.-M.: Die Geschichte der Visualisierung. In: *8. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik*. Baden-Baden, 2008

- [163] SPICHER, U. ; DRESEN-RAUSCH, J.: Soot formation analysis within the combustion chamber of diesel engines by optical fibers. In: *Energy Sources Technology Conference and Exhibition, Houston, TX, USA, 1992*, S. 53–59
- [164] SPICHER, U. ; KOLLMEIER, H.-P.: *Detection of Flame Propagation During Knocking Combustion by Optical Fiber Diagnostics*. SAE Paper 861532. 1986
- [165] SPICHER, U. ; ROOSEN, P. ; SPIEGEL, L. ; HAUG, M.: Abschlussbericht zum Vorhaben Nr. 429 “Direkteinspritzung Ottomotor I” - Untersuchung der Gemischbildung im direkteinspritzenden Viertakt-Ottomotor / Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV) e.V. 1991. – Forschungsbericht
- [166] SPICHER, U. ; WEIMAR, H. J.: Direkteinspritzung bei Ottomotoren: Hintergrund und theoretische Grundlagen. In: *Direkteinspritzung im Ottomotor*. Essen : Haus der Technik, 1997
- [167] SPICHER, U. ; WORRET, R.: Abschlussbericht zum Vorhaben Nr. 700 “Klopfkriterium” - Entwicklung eines Kriteriums zur Vorausberechnung der Klopfgrenze / Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV) e.V. 2001. – Forschungsbericht
- [168] STACKELBERG, K. ; BUONOCORE, J. ; BHAVE, P. V. ; SCHWARTZ, J. A.: Public health impacts of secondary particulate formation from aromatic hydrocarbons in gasoline. In: *Environmental health : a global access science source* 12 (2013), S. 13. – ISSN 1476-069X
- [169] STAHL, M.: *Experimentelle und numerische Untersuchung des primären Strahlerfalls von Druckzerstäubern*, Technischen Universität Darmstadt, Dissertation, 2008
- [170] SU, D. S. ; JENTOFT, R. E. ; MÜLLER, J.-O. ; ROTHE, D. ; JACOB, E. ; SIMPSON, C. D.: Microstructure and oxidation behaviour of Euro IV diesel engine soot: A comparative study with synthetic model soot substances. In: *Catalysis Today* 90 (2004), S. 127–132
- [171] SZWAJA, S. ; NABER, J.D.: Combustion of n-butanol in a spark-ignition IC engine. In: *Fuel* 89 (2010), Nr. 7, S. 1573–1582
- [172] TENNEKES, M. ; LUMLEY, J. L.: *A First Course in Turbulence* / M.I.T. Press. Cambridge, Massachusetts, 1972. – Forschungsbericht
- [173] THEWES, M. ; MUTHER, M. ; BRASSAT, A. ; PISCHINGER, S. ; SEHR, A.: Analysis of the Effect of Bio-Fuels on the Combustion in a Downsized DI SI Engine. In: *SAE Int. J. Fuels Lubr.* 5 (2012), Nr. 1, S. 274–288
- [174] THIELE, O.: *Faseroptische Gemischbildungsanalyse in Otto-Motoren bei direkteinspritzenden Brennverfahren*, Georg-August-Universität zu Göttingen, Dissertation, 2004

- [175] TREE, D. R. ; FOSTER, D. E.: Optical Soot Particle Size and Number Density Measurement in a Direct Injection Diesel Engine. In: *Combustion Science and Technologie* 95 (1993), Nr. 1-6, S. 313–331
- [176] UMWELTBUNDESAMT: Feinstaub (PM10) im Jahr 2013, vorläufige Auswertung, letzte Aktualisierung vom 28.01.2014. 2014. – Forschungsbericht
- [177] UN/ECE: *Regelung Nr. 83 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UN/ECE) - Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Fahrzeuge hinsichtlich der Emission von Schadstoffen aus dem Motor entsprechend den Kraftstoffanforderungen des Motors*. Amtsblatt der Europäischen Union L42/1. 2012
- [178] VANDER WAL, R. L. ; TOMASEK, A. J.: Soot oxidation dependence upon initial nanostructure. In: *Combustion and Flame* 134 (2003), S. 1–9
- [179] VANDER WAL, R. L. ; TOMASEK, A. J.: Soot nanostructure: Dependence upon synthesis conditions. In: *Combustion and Flame* 136 (2004), S. 129–140
- [180] VCÖ FORSCHUNGSINSTITUT: Feinstaub Factsheet zum Project “Clean Air”. In: *Verkehr aktuell* 4 (2013)
- [181] VOGT, R.: *Beitrag zur rechnerischen Erfassung der Stickoxidbildung im Dieselmotor*, Universität Stuttgart, Dissertation, 1975
- [182] VOGT, R. ; SCHEER, V. ; KIRCHNER, U. ; BERGMANN, M.: Properties of exhaust particles from modern powertrain technologies. In: *28. Int. Wiener Motorensymposium*, 2007
- [183] VOSHAAR, T. H. ; HEYDER, J. ; KÖHLER, D. ; KRUG, N. ; NOWAK, D. ; SCHEUCH, G. ; SCHULZ, H. ; WITT, C.: Partikuläre Luftverunreinigung und ihre Folgen für die menschliche Gesundheit - Stellungnahme der deutschen Gesellschaft für Pneumologie (DGP) zur aktuellen Feinstaub-Diskussion. In: *Pneumologie* 7 (2005), S. 470–476
- [184] VUK, C. ; VANDER GRIEND, S. J.: *Fuel Property Effects on Particulates In Spark Ignition Engines*. SAE Technical Paper 2013-01-1124. 2013
- [185] WALLNER, T. ; MIERS, S. A. ; MCCONNELL, S.: A Comparison of Ethanol and Butanol as Oxygenates Using a Direct-Injection, Spark-Ignition Engine. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 131 (2009), Nr. 3. – ISSN 07424795
- [186] WALTHER, J.: *Quantitative Untersuchungen der Innenströmung in kavitierenden Dieseleinspritzdüsen*, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2002
- [187] WARNATZ, J. ; MAAS, U. ; DIBBLE, R. W.: *Verbrennung*. Berlin : Springer Verlag, 2001. – ISBN 978-3-642-62658-6



- [188] WENTZEL, M. ; GORZAWSKI, H. ; NAUMANN, K.-H. ; SAATHOFF, H. ; WEINBRUCH, S.: Transmission electron microscopical and aerosol dynamical characterization of soot aerosols. In: *Journal of Aerosol Science* 34 (2003), S. 1347–1370
- [189] WHITAKER, P. ; KAPUS, P. ; OGRIS, M. ; HOLLERER, P.: Measures to Reduce Particulate Emissions from Gasoline DI engines. In: *SAE International Journal of Engines* 1 (2011), Nr. 4, S. 1498–1512
- [190] WICHMANN, H. E. ; PETERS, A.: Epidemiological evidence of the effects of ultrafine particle exposure. In: *Phil. Trans. R. Soc.* 358 (2000), Nr. 1775, S. 2751–2769
- [191] WICHMANN, H. E. ; THIERING, E. ; HEINRICH, J.: Feinstaubkohortenstudie Frauen in NRW - Langfristige gesundheitliche Wirkungen von Feinstaub, LANUV-Fachbericht 31 / Landesamt für Natur, Umwelt und Verbraucherschutz Nordrhein-Westfalen. Recklinghausen, 2012. – Forschungsbericht
- [192] XI, J. ; ZHONG, B.-J.: Soot in diesel combustion systems. In: *Chemical Engineering & Technology* 29 (2006), Nr. 6, S. 665–673
- [193] YULE, A. ; SALTERS, D.: On the distance required to atomize diesel sprays injected from orifice-type nozzles. In: *Proceedings of Inst. Mech. Engineers* 209 (1995), S. 217–226
- [194] ZHAO, F. ; LAI, M.-C. ; HARRINGTON, D.L.: Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 25 (1999), Nr. 5, S. 437–562. – ISSN 03601285
- [195] ZHU, J. ; LEE, K. O. ; YOZGATLIGIL, A. ; CHOI, M. Y.: Effects of engine operating conditions on morphology, microstructure, and fractal geometry of light-duty diesel engine particulates. In: *Proceedings of the Combustion Institute* 30 (2005), S. 2781–2789
- [196] ZINOLA, S. ; LEBLANC, M. ; BOREAVE, A. ; MILI, B. R. ; CARTOIXA, B. ; VERNOUX, P. u. a.: The Particulate Number Emissions from GDI Engines: Advanced Characterization and Reduction through a Gasoline Particulate Filter with Membrane Technology. 2013. – Forschungsbericht
- [197] ZUO, B. ; GOMES, A. M. ; RUTLAND, C. J.: Studies of Superheated Fuel Spray Structures and Vaporization in GDI Engines. In: *Eleventh International Multi-dimensional Engine Modeling User's Group Meeting*. Detroit, 2001